

НАЦІОНАЛЬНИЙ ТЕХНІЧНИЙ УНІВЕРСИТЕТ УКРАЇНИ
«КИЇВСЬКИЙ ПОЛІТЕХНІЧНИЙ ІНСТИТУТ
імені ІГОРЯ СІКОРСЬКОГО»

Механіко-машинобудівний інститут
(повна назва інституту/факультету)

Кафедра прикладної механіки
(повна назва кафедри)

«На правах рукопису»
УДК 621.86

«До захисту допущено»

Завідувач кафедри ПМ

Ю.М.Данильченко
(підпис) (ініціали, прізвище)

“ ” 2018 р.

Магістерська дисертація

на здобуття ступеня магістра

зі спеціальності 131 Прикладна механіка
(код і назва)

спеціалізація Інженерія логістичних систем

на тему: «Підвищення ресурсу роботи кранової системи «кран – рейкова колія»

Виконав: студент II курсу, групи ММ-61м
(шифр групи)

Ляш Артем Олександрович _____
(прізвище, ім'я, по батькові) (підпис)

Науковий керівник к.т.н., асистент Проценко П.Ю. _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, прізвище та ініціали) (підпис)

Консультант _____
(назва розділу) (науковий ступінь, вчене звання, прізвище, ініціали) (підпис)

Рецензент професор, д.т.н. Боронко О.О. _____
(посада, науковий ступінь, вчене звання, науковий ступінь, прізвище та ініціали) (підпис)

Засвідчую, що у цій магістерській дисертації
немає запозичень з праць інших авторів без
відповідних посилань.

Студент _____
(підпис)

Київ – 2018 року

ВСТУП

Витрати, пов'язані із заміною коліс, в більшості випадків є визначальними при ремонті кранів.

Зазвичай втрата працездатності та прискорений вихід з ладу під час експлуатації кранових коліс є наслідком процесів, які відбуваються у їх приповерхневих шарах, а саме: тертя та зношування, перерозподіл залишкових напружень та їх надмірна концентрація, розвиток мікротріщин, знеміцнення. Гранично допустима величина зношування поверхні кочення ходових коліс складає 2% від номінального розміру діаметра колеса, що зменшується в результаті зношування. Зношення поверхні реборди допускається до 50% від початкової товщини. В результаті, середній термін служби ходових коліс складає кілька років, а в окремих випадках при інтенсивній експлуатації, цей параметр може знижуватися до декількох місяців.

Тому підвищення зносостійкості кранових коліс є актуальною задачею, що дозволить підвищити міжремонтний ресурс роботи кранової системи “колесо-рейкова колія” шляхом зниження витрат пов'язаних ремонтом та заміною кранових коліс.

На сьогоднішній день поверхневе зміцнення деталей машин є одним із найдієвіших напрямків підвищення надійності машин шляхом отримання заданих властивостей поверхонь деталей спеціальними методами обробки поверхонь деталей, розвиток яких набув нового імпульсу на межі XX–XXI ст.

РЕФЕРАТ

Актуальність теми. Найбільш часто, в кранах на рейковому шляху, ремонту підлягає механізм пересування. Основною причиною цього явища є інтенсивне зношування колісних реборд і рейок в результаті їх силового взаємодії на значній частині шляху крана. Однією із причин швидкого зношування реборд коліс крана є виникнення значних поперечних навантажень в результаті перекосу мосту крану під час роботи його механізмів переміщення. Це у свою чергу призводить до зменшення міжремонтного ресурсу роботи крана.

Мета і задачі досліджень.

Мета дослідження – підвищення довговічності ходових коліс мостових кранів на основі використання методу ЕІЛ. За рахунок цього можна збільшити ресурс роботи кранової системи “кран – рейкова колія”, оскільки це дозволить підвищити тривалість міжремонтного періоду роботи крана.

Для реалізації поставленої мети в роботі вирішені наступні задачі:

1. Проведено аналіз причин зношування колеса та рейки.
2. Проведено аналіз методів підвищення зносостійкості кранових коліс.
3. Виконано чисельне моделювання методом скінчених елементів процесу кочення колеса по рейці для встановлення розподілів контактних напружень в їх зоні контакту та дослідження впливу зміщення колеса відносно вісі рейки на напружений стан в зоні контакту.
4. Виконано експериментальні дослідження зношування зразків, які зроблені з матеріалу кранового колеса без застосування електроіскрового легування та з застосуванням цієї технології поверхневого зміцнення.
5. Отримано графіки залежності швидкості зношування колеса в залежності від діаметра колеса та частоти його обертів.
6. Виконаний проект складу тарно-штучних вантажів із застосуванням мостового крана-штабелера з модернізованим механізмом переміщення крана.

Об'єкт дослідження.

Процес зношування кранового колеса та технологія його зміцнення шляхом електроіскрового легування.

Предмет дослідження.

Підвищення ресурсу роботи кранової системи “кран – рейкова колія” шляхом зменшення зношування кранового колеса за рахунок застосування технології електроіскрового легування.

Наукова новизна одержаних результатів.

Отримані залежності впливу швидкості зношування кранових коліс в залежності від їх діаметрів та частот обертання. Запропоновано застосування технології електроіскрового легування для підвищення зносостійкості кранових коліс.

Апробація результатів дисертації.

Результати виконаних досліджень доповідались на Всеукраїнській науково-технічній конференції молодих вчених та студентів «Інновації молоді - машинобудуванню», секція «Прикладна механіка» (2018 р.).

Публікації.

За темою магістерської дисертації опубліковано 2 роботи:

1. Ляш А.О., Когут І.Ю., Проценко П.Ю., Петришин А.І. Експериментальне дослідження зношування контактних поверхонь кранових вузлів // Тези доповідей всеукраїнської науково-технічної конференції молодих вчених та студентів «Інновації молоді - машинобудуванню», секція «Прикладна механіка». – К.: НТУУ «КПІ», 2018.

2. Ляш А.О., Проценко П.Ю. Вплив групи режиму роботи та вантажопідйомності крана на величину контактних напружень на його колесах // Тези доповідей всеукраїнської науково-технічної конференції молодих вчених та студентів «Інновації молоді - машинобудуванню», секція «Прикладна механіка». – К.: НТУУ «КПІ», 2018.

Структура роботи.

Магістерська дисертація складається з реферату, 6 розділів, загальних висновків, списку використаних джерел із 56 найменувань. Повний обсяг дисертації становить 104 стор.

ЗНОШУВАННЯ, ЕЛЕКТРОІСКРОВЕ ЛЕГУВАННЯ, КОНТАКТНІ
НАПРУЖЕННЯ, МОСТОВИЙ КРАН, ПОВЕРХНЕВО-ПЛАСТИЧНЕ
ДЕФОРМУВАННЯ

РОЗДІЛ 1. АНАЛІЗ ВІДОМИХ КОНСТРУКЦІЙ ХОДОВИХ КОЛІС ТА МЕХАНІЗМІВ ПЕРЕМІЩЕННЯ КРАНУ

1.1 Аналіз відомих конструкцій ходових коліс

Залежно від типу крана, ширини колії шляху і розташування шляху на кранах застосовуються одноребордні, дворебордні або безребордні колеса[1].

Ходові колеса кранів, що працюють на рейкових шляхах, і їх вантажних візків розрізняють за формою обода колеса, по числу реборд (бічних виступів). За формою обода колеса поділяються на циліндричні і конічні; по числу реборд - на одноребордні, дворебордні та безребордні.

Колеса, з'єднані з механізмом пересування крана або візка, називаються приводними, інші колеса є веденими. Приводними зазвичай виконується половина всіх коліс крана.

Колеса з конічним ободом знаходять застосування на кранах, що пересуваються по криволінійних ділянках шляху, а також в якості ведучих коліс мостових кранів з центральним приводом. В цьому випадку слід застосовувати підкранові рейки типу КР і Р, які мають округлений головку. При наявності коліс з конічним ободом зменшується опір пересуванню мостового крана по рейкових шляхах, легше відбувається вирівнювання, що виникають при перекосі крана. Ухил конічної ходової поверхні колеса приймається рівним 1:20.

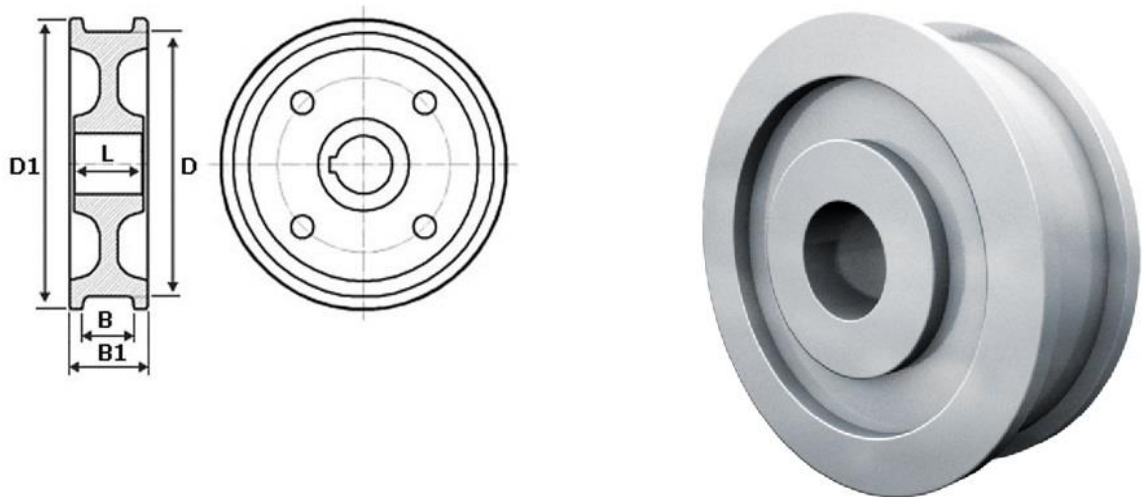


Рис.1.1. Дворебордне колесо

Ширина поверхні катання дворебордними колесами крана приймається на 30-40 мм більше ширини головки рейки, а для коліс кранових візків на 15- 20 мм, чим забезпечується нормальна прохідність кранів і їх візків при недостатньо точно покладених рейках. Діаметри і інші основні розміри кранових коліс приймаються по ГОСТ 3569-74; конструкція коліс не стандартизована.

Кранові колеса встановлюються на підшипниках кочення (кулькових або роликових) з установкою на нерухомій осі або на валах з розміщенням останніх у буксах, прикріплених болтами до конструкції опорних вузлів крана[2].

При наявності на крані восьми і більше коліс вони можуть бути зібрані у візок, шарнірно приєднаний до ходової рами або іншої опорної конструкції крана. Шарнірне приєднання ходового візка до конструкції крана проводиться для рівномірного розподілу навантаження по всіх колесах.

Одноребордні колеса дозволяється застосовувати в наступних випадках:

а) якщо ширина колії шляху наземних кранів не перевищує 4 м і обидві нитки колії лежать на одному рівні (портальні і залізничні крани). Колеса баштових кранів повинні бути дворебордними незалежно від ширини колії;

б) якщо наземні крани пересуваються кожною стороною по двох рейках при дотриманні умови, що розташування реборд коліс на одній рейці протилежне розташуванню реборд коліс на іншій рейці. Здвоєні рейки можуть застосовуватися для шляхів мостових перевантажувачів та інших кранів з метою зменшення навантаження на рейку;

в) у опорних і підвісних вантажних візків кранів мостового типу;

г) у підвісних візків, що пересуваються по однорейковому шляху.

При одноребордних колесах у опорних кранів ширина обода за вирахуванням реборди має перевищувати ширину головки рейки не менше ніж на 30 мм.



Рис. 1.2. Одноребордне колесо

Застосування безребордних коліс допускається на мостових кранах і пересувних консольних за наявності пристроїв, що виключають схід коліс з рейок. Такими пристроями у коліс мостових кранів є бічні напрямні ролики, що встановлюються з двох сторін кранового візка на спеціальних припливах її корпусу. Ці ролики, змонтовані на підшипниках кочення, виконують ту ж роль, що і реборда, але з меншою втратою на тертя. Ходові колеса бракуються при наявності лисок на ходовій поверхні, тріщин або відколів на ребордах, тріщин в диску або відігнутих реборд. Колеса повинні бути також замінені при зносі реборд, що досяг 50-60% початкової їх товщини, або при зносі поверхні катання більше 15-20% початкової товщини обода[3].

Витягнуті і вигнуті болти, що кріплять зубчасті вінці до ходових коліс, підлягають заміні, а розроблені отвори - відновленню. Сумарна площа місцевих пошкоджень борта ходових коліс не повинна перевищувати 5% робочої поверхні.

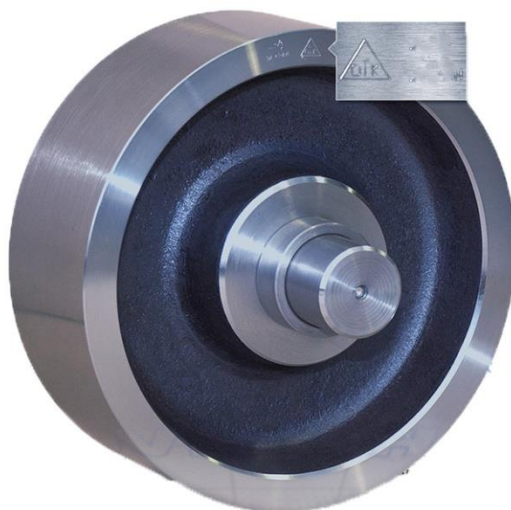


Рис. 1.3. Безребордне колесо

Зміст рейкової кранової колії в межах допусків на його укладання та експлуатацію попереджає передчасний знос ходових коліс кранів.

Для зменшення зносу реборд коліс внаслідок перекосів крана, а також запобігання прослизання різниця в діаметрах коліс повинна бути мінімальною.

При виготовленні штампованих або литих коліс слід застосовувати сталь 65Г по ГОСТ 1050-74 або 65л, а в якості термічної обробки - сорбітизацію обода.

За даними Макіївського металургійного заводу, сорбітизація кранових коліс, виготовлення їх з сталей 65Г і 65л дозволило збільшити стійкість і зменшити витрату коліс майже в 3 рази. Зношені ходові колеса можуть відновлюватися електродуговим наплавленням. Зношені колеса піддаються 3-5-кратному відновленню.

Укладання під подошви рейок прогумованої транспортерної стрічки забезпечує плавне переміщення крана по рейках і місцях їх стикування я зменшує знос ходових коліс від динамічних навантажень.

Для змащення реборд ходових коліс кранів застосовують тверде мастило - дисульфідмолібден, що дозволяє збільшити терміни їх служби.

Прискорене зношування ходових коліс мостових кранів з роздільним приводом викликає неправильне регулювання гальм механізмів пересування, що

призводить до перекосів його під час пуску і гальмування крана і порушення розмірів в пристрої підкранових колій.

1.2 Аналіз відомих конструкцій механізмів переміщення крану

Застосовуються три варіанти механізмів пересування з приводними колесами.

Механізми пересування з центральним приводом з тихохідним трансмісійним валом (рис. 1.4, а) мають на середній частині візка (ходової рами) привід механізму пересування, що складається з двигуна 5, муфти 4 і редуктора 3. Вихідний вал редуктора з'єднують з трансмісійним валом 2, зібраним з окремих секцій, з'єднаних між собою муфтами і встановлених в підшипниках на майданчику моста крана. За допомогою муфт трансмісійний вал також з'єднується з валами приводних ходових коліс 1. Трансмісійний вал має ту ж частоту обертання, що і ходові колеса, і передає великий крутний момент. Тому вал, муфти та опори вала мають великі розміри, що викликає ускладнення механізму. Гальмо встановлюють на муфті 4 або на вільному кінці вала двигуна[9].

Механізм пересування з центральним приводом з швидкохідних трансмісійним валом (рис. 1.4, б) забезпечує трансмісійному валу ту ж частоту обертання, що і двигуна і передає через вал мінімальний крутний момент. Розміри муфт, підшипників і діаметр трансмісійного вала виходять невеликими. Необхідне передавальне число приводу отримують за допомогою двох однакових редукторів, встановлених близько кінцевих балок моста крана. Вихідні вали редуктора з'єднуються з валом ходових коліс за допомогою муфти. Незважаючи на наявність двох редукторів, механізм при значних прольотах виходить більш легким[10].

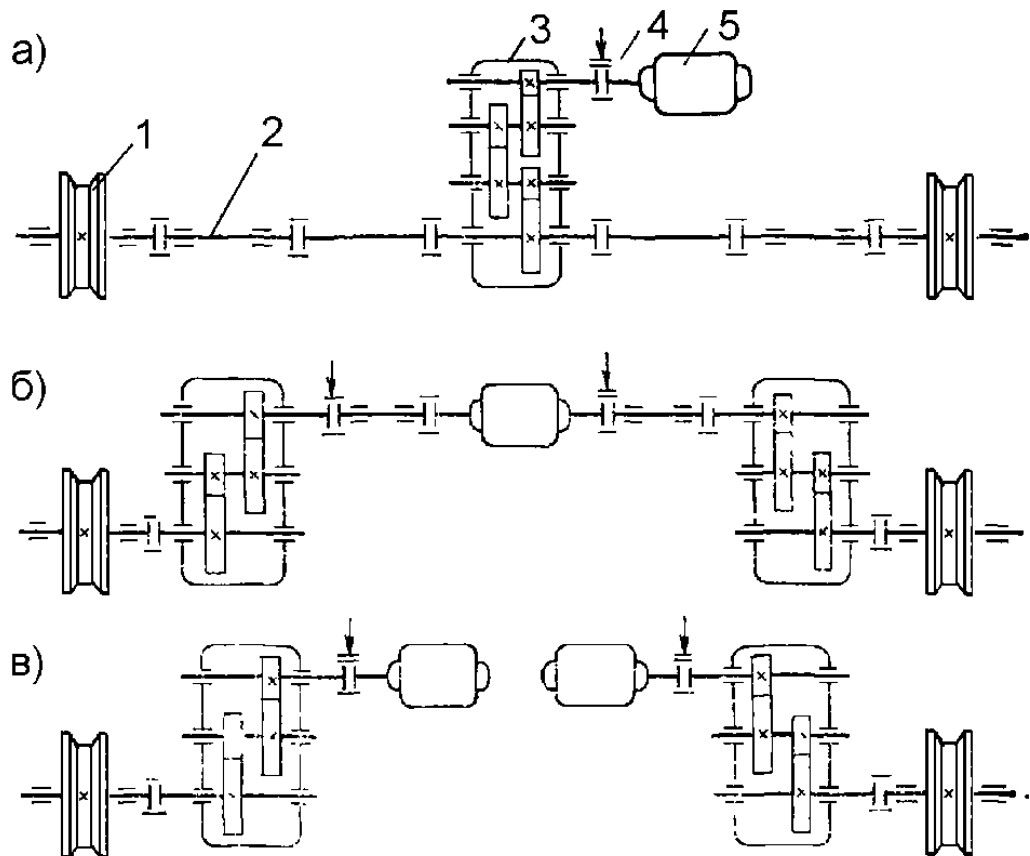


Рис 1.4 Схеми механізмів пересування кранів: а - з тихохідним трансмісійним валом; б - з швидкохідним трансмісійним валом; в - з роздільним приводом

Однак через високу частоту обертання трансмісійного вала необхідні висока точність його виготовлення і монтажу, проведення балансування і забезпечення підвищеної жорсткості металоконструкції моста. Конструкція муфт повинна дозволити компенсувати деформації майданчиків, що виникають в процесі роботи крана під навантаженням[11].

Механізми пересування з роздільним приводом. Для зниження трудомісткості виготовлення крана і його маси застосовують роздільний привід кінцевих балок моста (рис. 1.4, в). За цією схемою кожна кінцева балка моста має самостійний привід, причому приводи, розташовані на різних кінцевих балках, пов'язані тільки металоконструкцією крана. У процесі руху крана з роздільним приводом відбувається перерозподіл навантаження між обома двигунами. Хоча схема механізму з роздільним приводом вимагає наявності двох двигунів, двох

гальм і двох редукторів, вона найбільш дешева, має малу масу і проста у виготовленні. Цей привід забезпечує нормальну роботу кранів при $L/B \leq 6$, де L - проліт крана, B - його база. Роздільний привід доцільно застосовувати при прольотах, що перевищують 16 м; при менших прольотах економічно більш вигідний центральний привід механізму пересування. Механізми з роздільним приводом встановлюються на робочих майданчиках близько кінцевих балок. З'єднання вала двигуна з вхідним валом редуктора здійснюють за допомогою проміжних валів із зубчастими муфтами або муфтами типу шарніра Гука[12]. В сучасних кранах все більше застосування знаходять редуктори, що навішуються безпосередньо на ведений вал. Гальмівний пристрій може бути прикріплено до редуктора на спеціальній підставці, або встановлено на муфті, що з'єднує редуктор з двигуном, або ж бути вбудованим в електродвигун.

1.3 Аналіз відомих конструкцій ходової частини кранів

Ходові колеса з циліндричною поверхнею катання найчастіше виходять з ладу через знос реборд в результаті перекосу крана через несинхронну роботу роздільних приводів, нерівномірного гальмування крана, дефектів виготовлення і монтажу підкранових колій та ходової частини та інших причин[13].

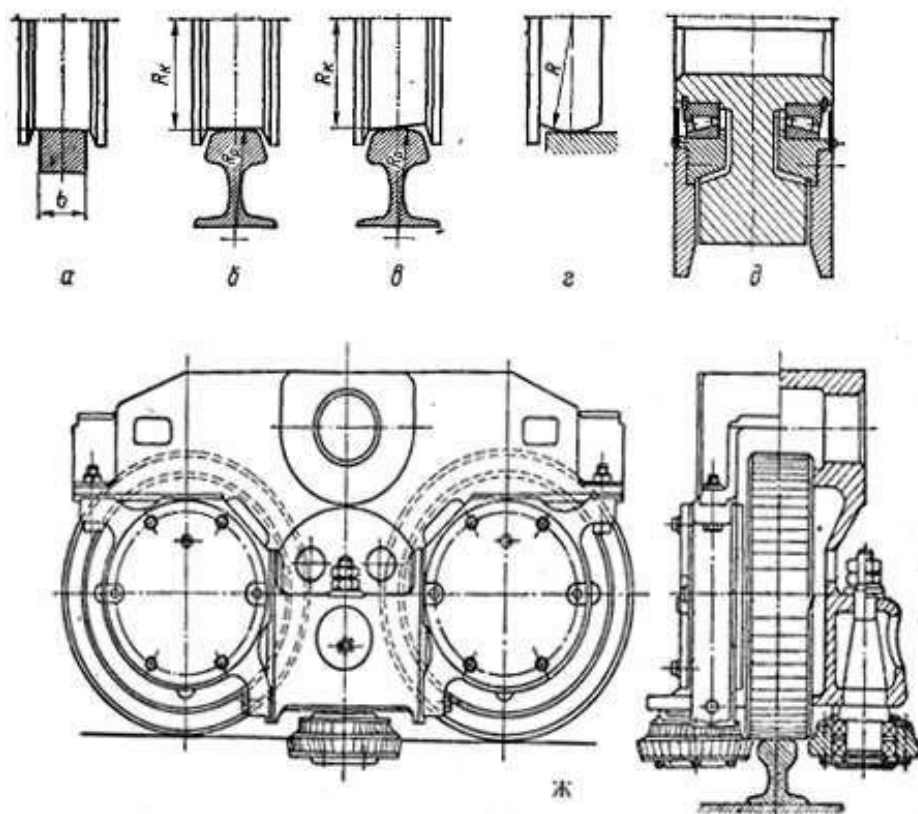


Рис. 1.5. Конструкція ходової частини кранів.

Колеса з конічним ободом (ухил 1:20) встановлюють в якості приводних з вершинами конусів поза прольоту. Перевагою їх є самоцентрування ходу моста, відсутність перекосів, великий термін служби. Самоцентрування або вирівнювання ходу моста на конічних колесах відбувається автоматично: якщо з якої-небудь причини одна сторона крана відстала, то приводні колеса переходять на більший діаметр, окружна швидкість підвищується і положення крана вирівнюється, не створюючи додаткових бічних зусиль реборд на рейки і виключаючи їх знос. Конічні колеса звичайної конструкції дають найбільший ефект для мостових кранів з центральним приводом при невеликих прольотах; зі збільшенням прольоту ефект стабілізації руху крана знижується. У зв'язку з цим для підвищення довговічності кранових коліс запропонований цілий ряд конструктивних заходів: підвищення конусності коліс до 1: 10 і більше; застосування поверхні кочення колеса зі змінною конусністю, яка в міру наближення до реборди збільшується[14].

Запропоновано також багато конструктивних рішень для зменшення зносу реборд: застосування знімних реборд, прикріплених до обода, які при перекосі можуть повертатися по конічній поверхні обода; установка бортових дисків на підшипниках кочення (рис. 1.5, д), які вигідно відрізняються в парі реборда-рейок тертя ковзання тертям кочення і ін. Але всі ці рішення значно ускладнюють конструкцію ходових коліс.

Для зменшення втрат на тертя і підвищення довговічності застосовують безребордні ходові колеса з горизонтальними направляючими роликами. На чотириколісних кранах напрямні ролики встановлюють з внутрішньої сторони прольоту; на крані з балансирними візками - по два напрямних ролика на кожному візку (по одному з кожного боку) - рис 1.5, ж.

Безребордні колеса в балансирних візках застосовують також для спеціальних кранів великої вантажопідйомності.

Для зменшення динамічних навантажень можна використати ходові колеса з еластичними вставками - рис 1.6.[17]

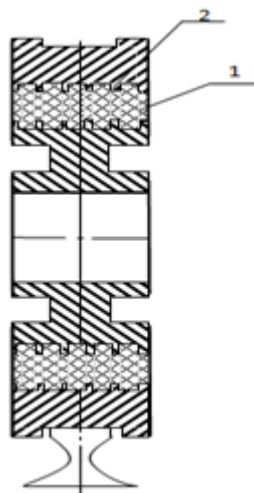


Рис. 1.6 Кранове ходове колесо з пружним кільцем

Колесо ходове кранове з пружним кільцем (1), яке розташоване в обід (2), відрізняється тим, що пружна вставка має ступінчасту форму, яка входить в пази, нарізані на внутрішній поверхні колеса.

Ходові колеса виготовляють наступним чином: литтям зі сталі 40Л і 55Л, прокаткою на колесопрокатних станах зі сталі 5, 50, 65Г, 50Г2 та ін.

і складанням (великих діаметрів); маточина відливається з низьковуглецевої сталі, бандаж виготовляється прокаткою з якісної сталі, і одягається з натягом в гарячому стані. Для підвищення зносостійкості і довговічності коліс їх поверхні катання піддають термічній обробці (до твердості HB 300 ... 400 на глибину не менше 15 мм). Найдовший термін служби (до 5 років) мають колеса, виготовлені штампуванням на пресах з додатковою прокаткою на колесопрокатному стані.

Для підвищення надійності та зменшення потужності приводу ходові колеса встановлюють на підшипниках кочення. Ходові колеса монтують на валах (приводні) або на осях (не приводні) на сферичних підшипниках кочення, встановлених в роз'ємних буксах (рис. 1.5, е), які кріплять на кінцевих балках моста або до рами візка[15]. Застосування блокової конструкції ходових коліс зі знімними буксами значно спрощує збірку і зміну ходової частини крана.

У якості підкранових застосовують залізничні, спеціальні кранові рейки, рейки з округленими головками типу КР і Р (для коліс з конічним ободом). У кранових рейках, на відміну від залізничних, більша товщина стінки і більш широка опорна площа[16]. Для кранів невеликої вантажопідйомності, а також під візки застосовують рейки з квадратної або смугової сталі. Кріплення рейок до підкранових балок проводиться наступними способами: парними тяжами (для залізничної рейки); бічними накладками (для кранової рейки); притискними планками (для прямокутного і квадратного профілів).

ВИСНОВКИ ПО ПЕРШОМУ РОЗДІЛУ

1. Залежно від типу крана, ширини колії шляху і розташування шляху на кранах застосовуються одноребордні, дворебордні або безребордні колеса.

2. Ходові колеса з циліндричною поверхнею катання найчастіше виходять з ладу через знос реборд в результаті перекосу крана через несинхронну роботу роздільних приводів, нерівномірного гальмування крана, дефектів виготовлення і монтажу підкранових колій та ходової частини.

3. Для зменшення втрат на тертя і підвищення довговічності застосовують безребордні ходові колеса з горизонтальними направляючими роликами.

4. Для зменшення динамічних навантажень можна використати ходові колеса з еластичними вставками.

5. Для зменшення зносу реборд коліс внаслідок перекосів крана, а також запобігання прослизання різниця в діаметрах коліс повинна бути мінімальною.

РОЗДІЛ 2. АНАЛІЗ ПРИЧИН ЗНОШУВАННЯ ТА МЕТОДІВ ПІДВИЩЕННЯ ЗНОСОСТІЙКОСТІ ХОДОВОЇ ЧАСТИНИ МЕХАНІЗМУ ПЕРЕСУВАННЯ КРАНА

2.1. Причини зношування ходової частини механізму пересування крана

2.1.1 Зношування ходових коліс крана

Ходові колеса відносяться до числа найменш довговічних елементів кранів. Якщо металоконструкції кранів можуть експлуатуватися протягом 20-50 років, то середній термін служби ходових коліс складає кілька років, а в окремих випадках при інтенсивній експлуатації, цей параметр може знижуватися до декількох місяців. Витрати, пов'язані із заміною коліс, в більшості випадків є визначальними при ремонті кранів[18].

Ходові колеса підлягають заміні при перевищенні допустимої величини зношування реборди колеса (рис. 2.1), що визначається в залежності від мінімально допустимої її товщини b_{min} по табл. 2.1 на половині висоти реборди $h/2$.

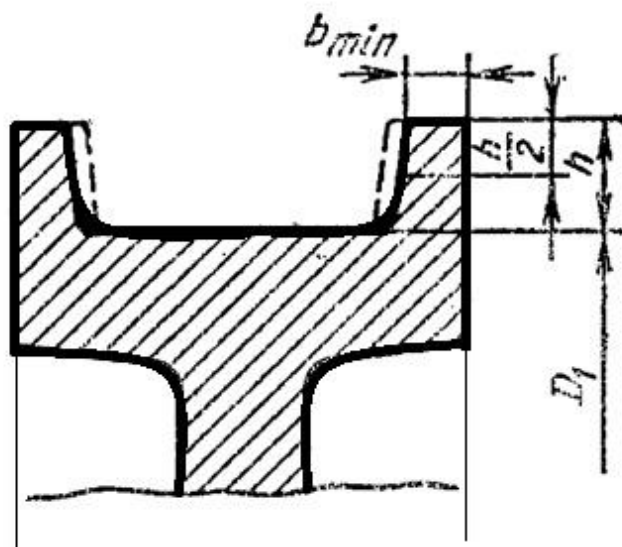


Рис. 2.1 Зношування реборди ходового колеса

Таблиця 2.1 – Мінімальна товщина реборди b_{min}

Діаметр ходового колеса D_L , мм	Мінімальна товщина реборди b_{min} , мм	Діаметр ходового колеса D_L , мм	Мінімальна товщина реборди b_{min} , мм
160-400	8	900-1000	14
500-630	10	1120-1250	16
710-800	12		

Крім вищевказаного заміна ходових коліс відбувається при перевищенні граничної величини зношування поверхні ходового колеса (зношення поверхні кочення), що визначається відхиленням d ($d \leq 0,005D_L$ або $d \leq 4$ мм) від прямої зовнішньої лінії ходової поверхні катання, згідно рис. 2.2 При цьому беруть найменше значення цих двох величин (D_L - номінальний діаметр ходового колеса).

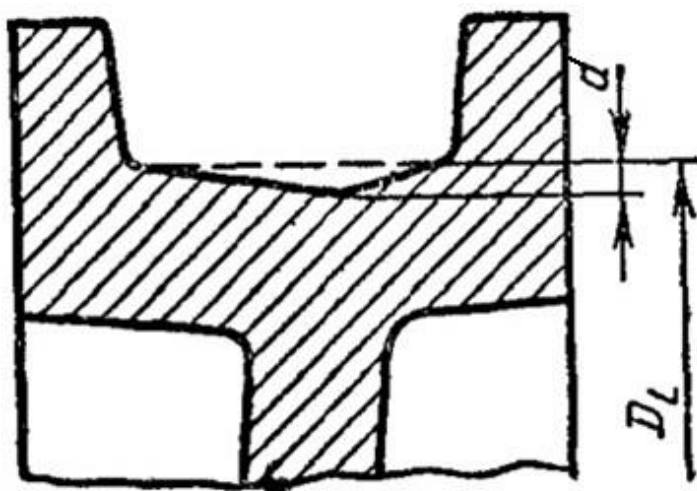


Рис. 2.2 Зношування циліндричної поверхні ходового колеса

Факторами зовнішнього впливу, що впливають на зношування ходових коліс, можна вважати:

- а) конструктивні особливості кранових мостів і ходових частин кранів,
- б) конструктивні особливості ходових коліс,
- в) правильність монтажу і точність виготовлення ходових коліс,
- г) умови експлуатації;

Процес зношування ходових коліс відбувається в зоні зіткнення колеса з рейкою. Основними видами зношення робочих частин обіду ходових коліс є наступні:

- а) зношення реборд ходових коліс,
- б) утворення прокату на поверхні кочення,
- в) виникнення поздовжніх тріщин на поверхні кочення і пов'язане з ними викришування металу з цієї поверхні.

Найбільш частим видом зношення ходових коліс мостового крана є зношення реборди[19].

Ходові колеса, виготовлені з кованої або штампованої заготовки, як привідні, так і ведені зношуються рівномірно по всьому колу і по величині зношування майже не відрізняються один від одного. Ходові колеса, виготовлені з литої заготовки схильні до нерівномірного зношування, в процесі експлуатації часто виявляють внутрішні структурні дефекти, що призводять до появи тріщин і відколів на поверхні кочення і ребордах. Зношення ходових коліс тим менше, чим суворіше дотриманий необхідний діапазон твердості робочої поверхні, мікроструктура загартованого шару, плавний перехід загартованого шару до незагартованого.

Цикл експлуатаційного навантаження кранових коліс характеризується періодичним різким стрибком амплітудних напружень при проходженні стиків, хрестовин і нерівностей на рейках, а також від впливу нерівностей на поверхні кочення. Високий нагрів верхніх шарів і швидке охолодження їх при виході із зони контакту призводять до структурних змін металу. Нормальні і дотичні зусилля, температурні навантаження, структурні перетворення, яких зазнає кожна ділянка поверхні кочення колеса з великою частотою циклів, викликає зношування, пластичні деформації та різні види контактних втомних пошкоджень (рис. 2.3).



Рис. 2.3 Види зношування ходових коліс крана: а - відшарування поверхні катання, деформація реборди; б - руйнування колеса.

В прольотних кранах з роздільним механізмом пересування основною причиною підвищеного зношення коліс є непаралельність осей підкранових рейок. Навіть ідеальна установка рейок не усуне перекіс моста крана під час руху. До цього призводить розбіжність характеристик приводних двигунів і переважно нецентрального положення вантажу. Зсув вантажу від центру крана збільшує навантаження на відповідний двигун, в результаті чого він знижує швидкість свого обертання. Обертання лівого і правого двигунів з різними кутовими швидкостями веде до перекосу крана. При русі крана з перекосом реборди циліндричних ходових коліс постійно труться об рейки, що призводить до інтенсивного зносу реборд коліс і бічних поверхонь рейок (рис. 2.4).



Рис. 2.4 Зношування реборди ходового колеса крана

Для зменшення перекосу коліс можна використовувати схему з центрально розташованим механізмом переміщення крана та колесами із конічним обідом, які при забіганні однієї сторони крана відносно іншої викликають кочення відстаючого ходового колеса по більшому діаметру і автоматичне зменшення перекосу. В результаті термін служби конічних коліс в порівнянні з циліндричними міг би бути більшим, але, внаслідок високих контактних напружень, конічна поверхня швидко зношується, і в роботу включаються реборди аналогічно циліндричним колесам[20].

Істотного збільшення довговічності ходових коліс прольотних кранів можна досягти, якщо в приводі механізму руху з роздільним приводом замість асинхронного електродвигуна з жорсткою характеристикою застосувати серієсний електродвигун з м'якою характеристикою (рис. 2.5). Характерною особливістю серієсного двигуна є обернено пропорційна залежність швидкості обертання від навантаження на нього. При збільшенні навантаження на серієсний двигун швидкість його обертання зменшується, і навпаки.

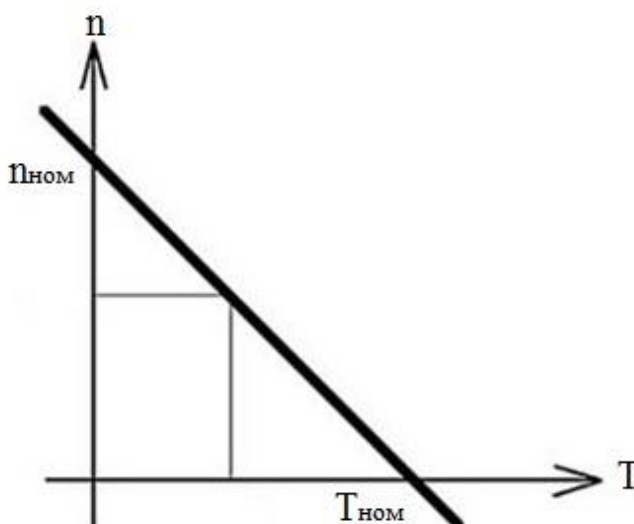


Рис. 2.5. «М'яка» механічна характеристика серієсного електродвигуна; T – обертальний момент, n – частота обертання.

В результаті забігання вперед однієї сторони крану, виникне контакт реборд ходових коліс цієї сторони з бічною поверхнею рейки, через що реборди буде діяти навантаження, яке передаватиметься на приводний двигун, в результаті чого він зменшить швидкість обертання, а міст крана випрямиться. Далі реборди забігаючих коліс відійдуть від головки рейки, і їхнє зношування припиниться до наступного торкання.

За рахунок короткочасного точкового контакту істотно знижується зношення реборди і головки рейки порівняно їх постійним контактом, який буде виникати при використанні асинхронного двигуна.

2.1.2 Зношування кранових рейок

При русі крана рейка, переважно її головка (рис. 2.6), піддаються впливу цілого комплексу навантажень. Це і вертикальне навантаження від ваги крана, і горизонтальні навантаження від сил тертя уздовж і поперек шляху. Крім цього під час експлуатації додаються навантаження від просадки і зміщення підкранових балок (для надземних шляхів) або просадки баласту і основи (для наземних шляхів). Все це може привести як до місцевого, так і до загального викривлення положення шляхів в плані і профілі, зміни ширини колії і зазорів в стиках[21].

Використовуються різні типи рейок, вибір потрібного з яких виконують на основі:

- ваги крана;
- ваги вантажу, сил інерції, вітрового навантаження;
- сил перекосу і горизонтальних поперечних навантажень.



Рис. 2.6. Зношена головка кранової рейки

Розміри і вимоги до кранових рейок регламентуються по ГОСТ 4121-96, яким встановлюються наступні типорозміри:

- КР 70 - ГОСТ 4121;
- КР 80 - ГОСТ 7464;
- КР 100 - ГОСТ 3332;
- КР 120 - ГОСТ 6711;
- КР 140 - ГОСТ 20287.

Кранові рейки, на відміну від залізничних, мають дещо інші розміри і більш посилену конструкцію. Вони мають закруглену трапецеїдальну головку і підвищену товщину шийки стінки - від 21 до 58 мм.

Марка кранової рейки визначає ширину головки у верхній її частині, яка може бути закругленою і плоскою. Основні розміри і допустима величина зношування рейок типу КР наведені в табл. 2.2 і на рис. 2.7.

Таблиця 2.2 Показники браку рейок кранових шляхів

Назва вузла (деталі) рейкового шляху	Дефект (пошкодження)	Показник браку, при якому рейка повинна бути забракована
1. Пояс монорельсового шляху для електроталей і підвісних монорельсових візків	<p><i>Розміри номінальні</i></p> <p><i>Зношування елементів</i></p>	$\Delta B = B - B_1$ $\Delta B \geq 0,05B$ $\Delta t = t - t_1$ $\Delta t \geq 0,2t$ $f \geq 0,15t$
2. Рейка кранова або залізнодорожня для рейкового шляху вантажо- підйомного крану	<p><i>Зношування головки</i></p>	$\Delta H = H - H_1 \geq 0,15H$ $\Delta B = B - B_1 \geq 0,15B$ Приведене зношування $\geq 15\%$

Таблиця 2.3

Тип	Номінальне значення по ДСТУ, мм		Допустимі значення зношування, мм		Прив. Інос. мм	Маса, кг/м
	h_0	b_0	h_1	b_1	δ_1	м
КР80	130	87	124,8	74	10,5	64,24
КР100	150	108	140	91,8	12	89,1
КР120	170	129	163,3	109,7	14,5	118,3
КР140	170	150	162,5	127,5	16,5	146,9

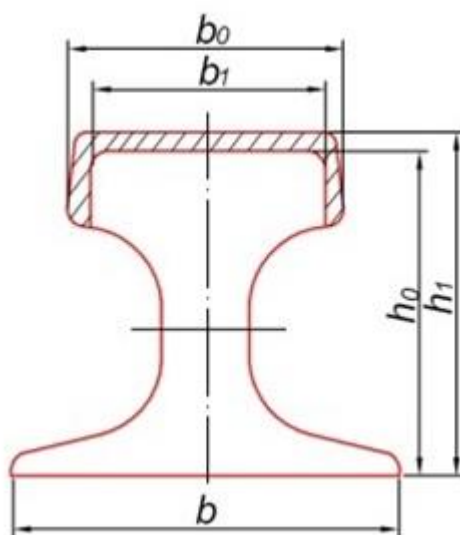


Рис. 2.7. Номінальні і гранично допустимі по величині зношування розміри кранових рейок

Зовнішні пошкодження рейок (дефекти) можна умовно розділити на мікро- і макродефекти. До мікродефектів відносять неточності виготовлення самої рейки, кривизну її кінців. Ці відхилення (які навіть не трактуються як дефекти, оскільки лежать в полях допусків) регламентовані стандартом на виготовлення рейок [22]. Наприклад, згідно з [22], ширина головки нової рейки може мати допуск $+1,0/-2,5$ мм. Регламентовані також місцеві дефекти, оброблені зачисткою і пологою вирубкою. Глибина таких «зачисток» не повинна перевищувати 1,5 -2 мм.

До макродефектів відносять випадки значного (протяжного по довжині) зносу головки рейки як у вертикальній, так і в горизонтальній площинах. Як в «залізничних», так і в «кранових» нормативних документах [23,24,25], це пошкодження головки рейки характеризується приведеною величиною зношування головки рейки.

В якості критеріїв бракування рейок опорних кранів відповідно до “Правил будови і безпечної експлуатації вантажопідіймальних кранів” застосовують тільки два узагальнених критерія (ознаки) [26]:

- наявність тріщин і відколів будь-яких розмірів;
- наявність вертикального, горизонтального або приведенного (вертикального плюс половина горизонтального) зношення головки рейки більше 15% від відповідного розміру незношеного профілю.

В якості бракувальних ознак рейок в Правилах [26] були введені характерні ознаки гостродефектних рейок (тобто рейки, що представляють пряму загрозу безпеці пересування через можливе руйнування під краном або сходу ходових коліс з рейок через їх пошкодження), що наведені в таблиці 2.3.

Крім дефектів і пошкоджень рейок, на їх зношування впливають нерівності кранового рейкового шляху, що доповнюються відхиленнями шляху в цілому від проектного положення, а також наявністю зазорів в стиках при даній конкретній температурі експлуатації.

Експериментальні дослідження ряду авторів [27, 28] показують, що плавні відхилення або нерівності рейкової колії по висоті (різні висоти установки) кожної з рейок (за винятком різкої зміни профілю рейки в стиках), не позначаються на нормальній (безпечній) експлуатації кранів і кранових ходових коліс, порівняно з нерівностями рейкової колії в плані.

З ймовірністю 0,997 можна допустити відхилення розміру колії в плані з наступними параметрами [29,30]:

$$|\eta \pm 3\sigma_\eta| \leq |P_3|; \quad (2.1)$$

де P_3 - допуск на ширину колії, який може бути прийнятий в якості «безпечного» або нормального за умовами експлуатації вантажопідіймальних кранів; σ_η – середньоквадратичне значення нерівності колії; η – середнє відхилення в плані рейкового шляху.

Умову (2.1) не можна визнати достатньою, оскільки вона не завжди збігається з величиною вільного зазору, що розраховується за формулою [37]:

$$a = \frac{b_K - b_P}{2}; \quad (2.2)$$

де b_K та b_P - ширина доріжки кочення кранового колеса і ширина головки кранової рейки, мм.

Рух кранового колеса по рейці (рух без заклинювання) буде відбуватися до тих пір, поки величини звуження або розширення колії не перевищать величини вільного зазору між ребордою колеса і бічною гранню головки рейки.

Якщо величина

$$a \leq 2|P_3|; \quad (2.3)$$

то «безпечна» або нормальна експлуатація крана, при якій не відбудеться ймовірного «розпору» (назовні або всередину) колії крана, буде забезпечена [30].

При наявності дефектів і викривлень рейок характер руху крана може істотно змінюватися і на випадковий процес коливань при русі крана накладаються вимушені часткові «повороти» або «зсуви» крана поперек шляху. Все це призводить до контакту реборд кранових коліс з бічними гранями головок рейок та їх взаємного зношування. Відповідно, бажано, щоб величина відхилень рейок в плані була близькою до нуля, що позитивно вплине на довіговічність рейок та коліс крана.

2.2 Аналіз відомих методів збільшення терміну служби ходової частини механізму пересування крана

2.2.1 Хіміко-термічна обробка (ХТО)

При ХТО на сталевий поверхні створюється тонкий легований шар за рахунок дифузії ззовні легуючих елементів. Поверхня може бути піддана загартуванню в результаті чого поверхневий шар матиме високу твердість (до 60 одиниць за шкалою Роквелла і більше). До ХТО відносять: цементування, азотування, борування, насичення хромом, нікелем, ціанування (насичення одночасно азотом і вуглецем), борохромовання (одночасне насичення бором і хромом), та ін.

Товщина зміцненого шару може перевищувати 2 мм. Хіміко-термічна обробка набула найбільшого поширення як метод зміцнення поверхонь через простоту, доступність та високу ефективність. Найбільш ефективна газова цементация з нагріванням деталі струмами високої частоти.

Поширеним методом є також *азотування*, якому піддаються сталеві колеса при більш низькій, ніж при цементуванні, температурі: 520 - 560 °С. Легуючі елементи, що входять до складу сталі (Cr, Mo, V, Al), утворюють з азотом стійкі нітриди.

В результаті азотування колеса отримують високу міцність та стійкість проти втомного зношування. Крім зносостійкості, азотування дозволяє підвищити корозійну стійкість деталей.

Подібним чином здійснюється технологія дифузійного насичення робочих поверхонь деталей бором, хромом, нікелем, сіркою окремо або в різних комбінаціях.

Прогресивним способом хімічної обробки поверхонь обода колеса є *фосфатування* - формування плівки з нерозчинних фосфорнокислих солей. Плівка формується при температурі близько 100 °С в середовищі розчину. Товщина плівки досягає 50 мкм (при цьому розміри деталі міняються слабо), вона міцно зчеплена з основним матеріалом, жаростійка (до 600 °С), стійка до дії

кислот, що містяться в мастилі, має низьку твердість і високу пористість. Плівка просочується маслом, тримає твердомастильні добавки, і добре захищає деталі від задирів.

Застосовують також *оксидування* - це штучне створення оксидної плівки. На сталі формується пориста плівка окису заліза Fe_3O_4 малої товщини (до 3 мкм), що має малу твердість і добре зчеплення з основою. Вона утримує мастило, запобігає заїданню і, руйнуючись, утворює тонкий абразив, що сприяє приробітку. Плівку формують різними шляхами: хімічним, електрохімічним, термічним і термохімічним способами.

Подальшим розвитком методу азотування хіміко-термічної обробки матеріалів стало використання дифузійного насичення їх азотом в плазмі газових розрядів. На основі чого був створений метод ПТА (*іонно-плазмове термоциклічне азотування*) [31], що базується на зміні напружено-деформованого стану поверхні (постійному накопиченні від циклу до циклу позитивних змін в структурі металів за рахунок впливу імпульсів короткої тривалості і великої амплітуди) реалізується за допомогою спеціальної вакуумної установки. В основі запропонованої технології лежить процес, пов'язаний з дискретним введенням енергії, виникненням і релаксацією напружень в оброблюваному матеріалі накопиченням дефектів кристалічної будови, за рахунок чого істотно збільшується кінетика дифузії, що призводить до її аномального перебігу. Внаслідок цього створюються умови для перерозподілу компонентів у твердому розчині, подрібнення фаз, а, отже, підвищується твердість, міцність і ударна в'язкість.

Технологія має наступні переваги:

- циклічні нагріви і охолодження деталі створюють термічні напруги в поверхневому шарі, що в 2-3 рази прискорює дифузійні процеси і відповідно скорочується час обробки;
- форма і розміри деталі і чистота її поверхні залишаються без змін, тому не потрібна фінішна механічна обробка;
- скорочення тривалості обробки, циклічний характер швидкісного

дискретного енергоживлення і нагрів тільки поверхневого шару скорочують витрати електроенергії до 10 разів.

ПТА - ефективний метод зміцнення деталей у вакуумі з: легованих конструкційних сталей (шестерень, зубчастих вінців, конічних і циліндричних шестерень, вал-шестерень, шнеків екструдерів, валів, прямозубих, прес-форм, муфт складної геометричної конфігурації і ін.), чавунів (прес-форми, вали, шестерні та ін.), нержавіючих сталей, титанових сплавів (рис. 2.8).

На відміну від традиційного вакуумного азотування в процесі ПТА застосовують газові середовища, в яких відсутній аміак, виключено водневе окрихчування поверхні, технологія дозволяє зміцнювати необхідні ділянки деталей.

Процес ПТА розрізняють в залежності від виду розряду газу, що використовується для очищення поверхні і структурно-фазових перетворень зразків: тліючий [32], дуговий [33], високочастотний (ВЧ) (ємнісний і індукційний)[31,34] розряди.

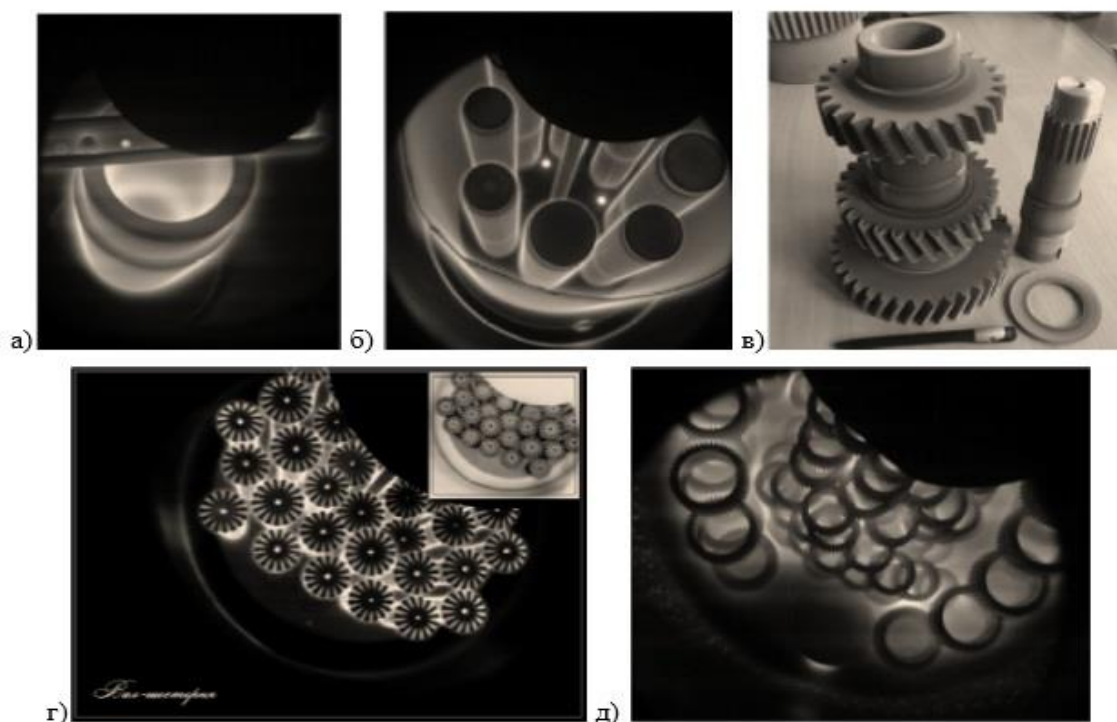


Рис. 2.8. - Процес ПТА для деяких деталей: а) гільза; б) шпindelь; в) шестерня і вал-шестерня; г) вал-шестерня; д) зубчасті колеса.

Наприклад на рис. 2.9 показана установка з порожнистим катодом для реалізація азотування в тліючому розряді, що дозволяє сформувати плазму з підвищеною концентрацією заряджених частинок, за допомогою якої виконують обробку поверхонь деталей із титанових сплавів.

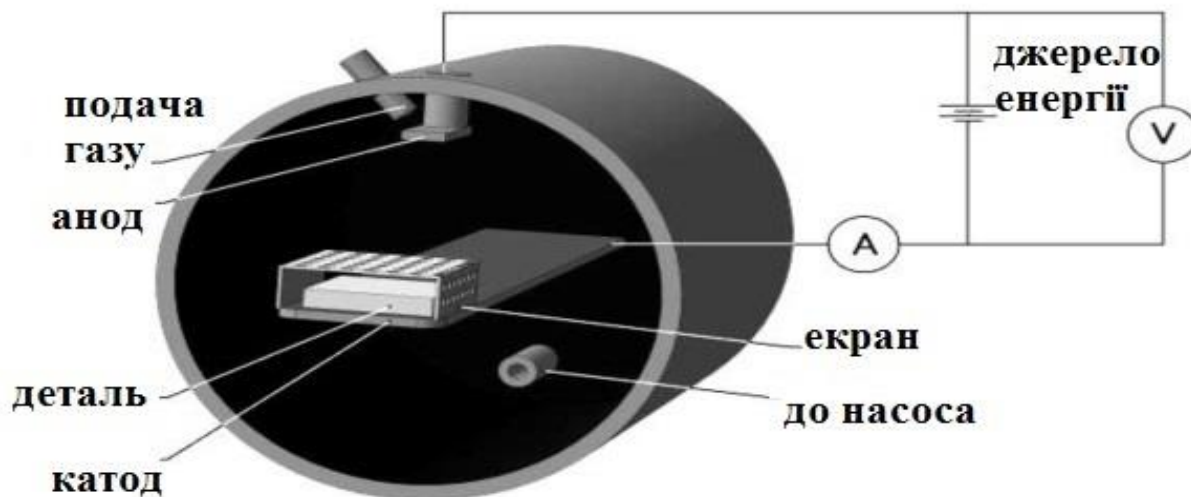


Рис. 2.9. Установка з порожнистим катодом для реалізація азотування в тліючому розряді

Іонно-плазмове азотування деталей в індукційному розряді здійснюється в циліндричній робочій камері зі скла (рис. 2.10). Зовні на верхню поверхню камери встановлюється плоска індукційна котушка (антена) у вигляді спіралі Архімеда, що дозволяє створити електромагнітне поле з високим ступенем азимутальної симетрії. Всередині камери розміщується заземлений мідний диск, що відокремлює нижню частину реактора, де розташовані електричні виводи, від плазми. На диску встановлені електрично ізолюваний тримач зразків і зонди Ленгмюра для діагностики плазми.



Рис. 2.10. Схема установки для азотування

Азотування відбувається в плазмі індукційного розряду в азоті і суміші азоту з аргоном. На електрично-ізолюваний зразок, поміщений в плазму, подавалася негативна щодо заземленого мідного диска напруга $U_{обр} \leq 400\text{В}$. Щільність іонного струму на зразок до 15 мА/см^2 , тривалість обробки $10 \div 60$ хвилин. Температура зразків в процесі обробки становить $300 \div 450 \text{ }^\circ\text{C}$ [36].

Шляхом іонно-плазмового азотування в роботі були досягнуті наступні результати по підвищенню твердості різних марок сталей, що графічно показані на рис. 2.11. Звідки видно, що азотування призвело до збільшення мікротвердості нержавіючої сталі 12Х18Н10Т до 4 разів (з 140 кг/мм^2 до 560 кг/мм^2), стали Ст.3 до 3 разів (з 130 кг/мм^2 до 400 кг/мм^2) (рис.2.11).

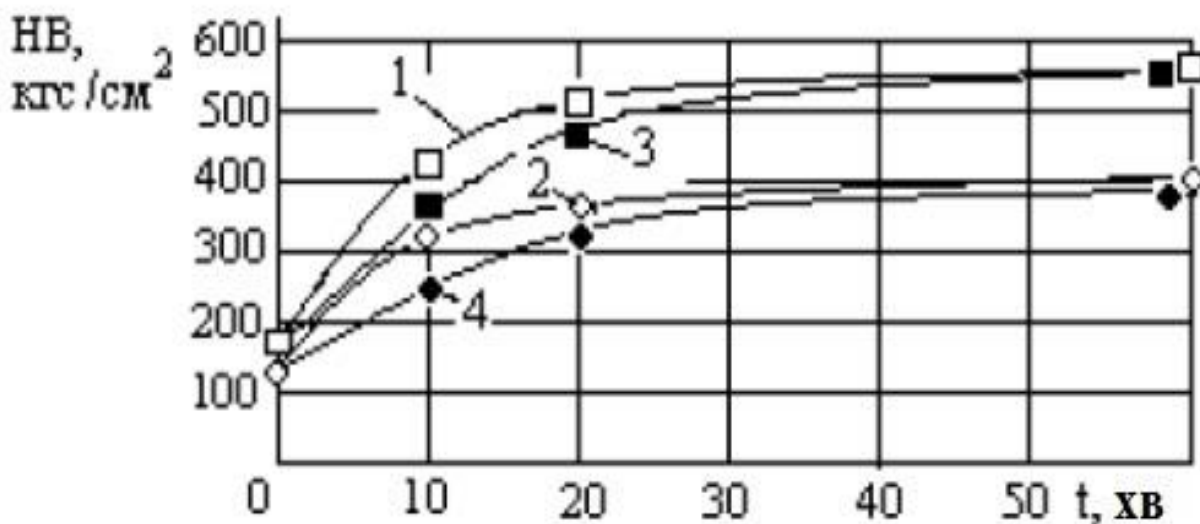


Рис 2.11. Графік залежності мікротвердості зразків від часу обробки.
1,2 – 12Х18Н10Т; 3,4 – Ст.3; температура зразка 400 С

2.2.2 Наплавлення зносостійких шарів

Є одним з найбільш поширених способів відновлення зношеної поверхні кранових коліс. Існують різноманітні методи наплавлення, що розрізняються джерелами теплової енергії, способами захисту наплавляючого металу, рівнем автоматизації. Усі види наплавлення мають загальні металургічні і фізико-хімічні основи. До них відносяться розплавлення наношуваного металу з частковим розплавленням поверхневого шару, перемішування сплавів, кристалізація.

Найбільшого поширення набула *електродугова наплавка*, здійснювана ручним і напівавтоматизованим способами. При механізованому напавленні замість окремих електродів застосовується завернутий в бухту дріт або електродна стрічка. Найчастіше використовується наплавка під шаром флюсу. Порошковий флюс, який безперервно подається в зону дуги, утворює над швом шлакову оболонку, яка через низьку теплопровідність зменшує швидкість охолодження наплавленого матеріалу, що сприяє нормалізації структури, а також захищає шов від окислення, запобігає від розбризкування металу, частка якого у шві коливається від 30 до 65%, що погіршує властивості захисного шару і робить їх значною мірою випадковими величинами. Якість покриття помітно

покращується, коли виключається контакт наплавляючого матеріалу з киснем. Для цього процес проводять в середовищі вуглекислого газу, аргону і їх сумішей.

Також може застосовуватись *плазмово-дуговий* розряд замість звичайного електродугового, що дозволяє істотно знизити шкідливий вплив підплавлення основного матеріалу. В даному випадку можливі різні варіанти подачі матеріалу в зону наплавлення: подача дроту, проплавлення заздалегідь покладеного дроту, вдмухування наплавляючого порошку разом з потоком плазми. Останній метод кращий, оскільки дозволяє повністю автоматизувати процес.

В процесі *електроконтактного наплавлення* виконують наплавку металічного порошку на поверхню основного матеріалу. Процеси електроконтактного зміцнення мають такі основні переваги: високу продуктивність і низьку енергоємність процесу нанесення покриття, мінімальну зону термічного впливу струму на деталь внаслідок малої довжини імпульсу нагрівання, відсутність необхідності у використанні захисної атмосфери з огляду короткотермінового термічного впливу на матеріал покриття і відсутність світлового випромінювання і газовиділення. Встановлено, що нанесені електроконтактним методом порошкові покриття володіють високими фізико-механічними властивостями. Зносостійкість покриттів знаходиться на рівні сплавів, отриманих електродуговим наплавленням, що істотно перевершують термічно оброблені вуглецеві і низьколеговані сталі.[40] Проте залишкові напруження розтягу, які утворюються при нанесенні покриттів, є одним із основних факторів, що знижують працездатність зміцнених деталей. Товщина покриття після електроконтактного наплавлення складає від десятків мікрометрів до декількох міліметрів. При цьому зношування деталей зменшується у 2–5 разів.

2.2.3 Поверхневе пластичне деформування

Через свою простоту цей вид обробки широко використовується у промисловості. Сутністю поверхневого пластичного деформування є силовий контактний вплив деформуючого інструмента на поверхню заготовки в умовах їх

відносного руху. Процес ППД виконується без зняття стружки шляхом деформування мікронерівностей і прилеглих до поверхні шарів матеріалу. При цьому спостерігається інтенсивне вигладжування поверхневих нерівностей заготовки, що супроводжується значним зміцненням поверхневих шарів (підвищенням мікротвердості і створенням сприятливих стискаючих напружень). В результаті відбувається зміна геометричних і фізичних параметрів поверхні: зменшення шорсткості і зміцнення поверхневого шару.

Класифікація процесів ППД приведена на (рис. 2.12). Умовно способи обробки ППД поділяють таким чином:

- статичні;
- динамічні;
- комбіновані.

До статичних відносяться способи, при яких здійснюється безперервна контактна взаємодія інструменту із заготовкою в процесі їх взаємного переміщення. У свою чергу, ці способи ППД за характером контакту можна розділити на силові коченням і силові ковзанням. У першому випадку оброблювальний елемент обкатує поверхню деталі з тертям кочення, а в другому випадку - ковзає по ній з тертям ковзанням.

До статичних способів ППД, які мають найбільше поширення в силу своєї відносної простоти реалізації і стабільності протікання процесу, відносяться: дернування, вигладжування і обкатування (рис.2.13)[41].

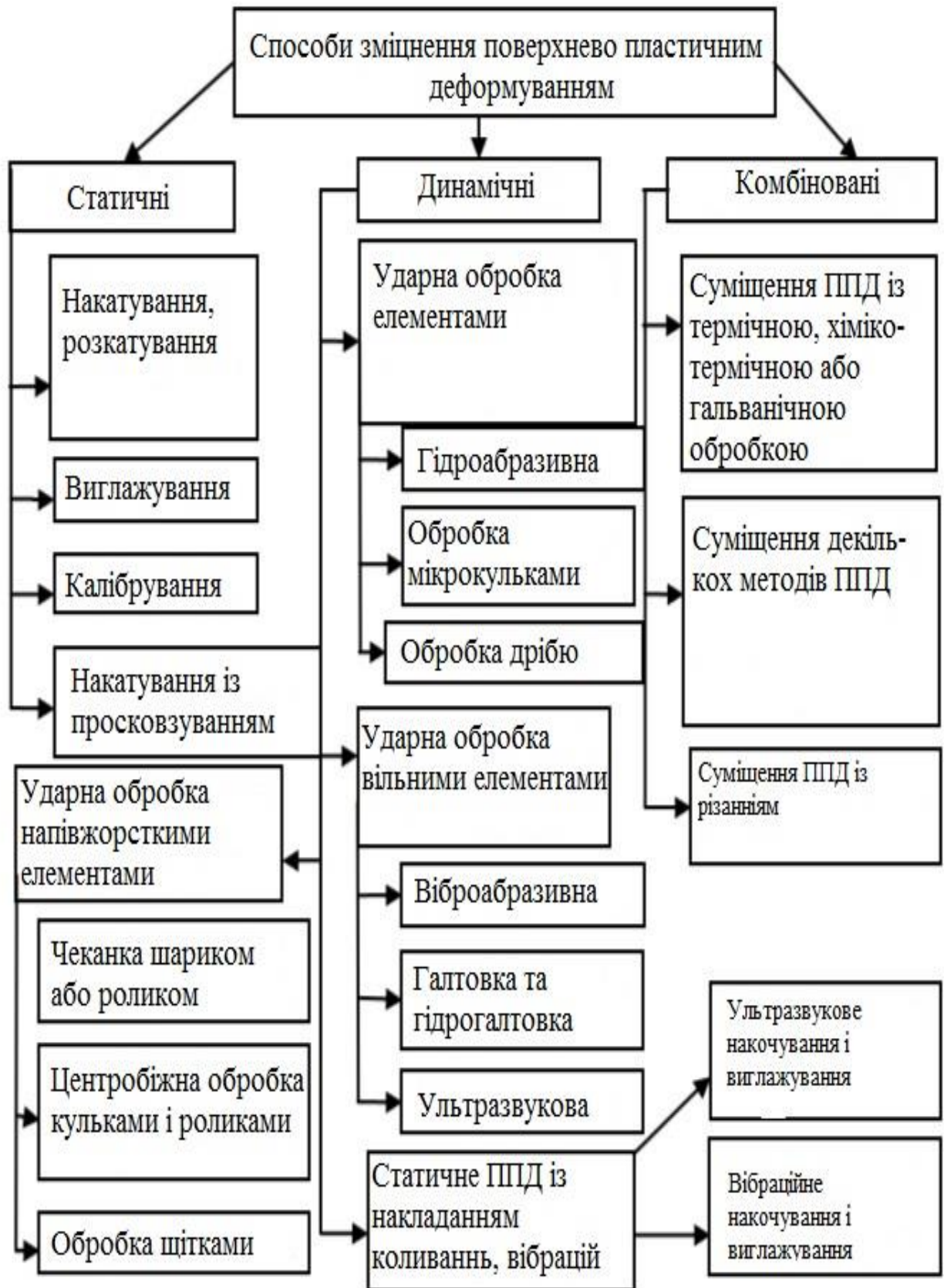


Рис. 2.12 Способи зміцнення ППД

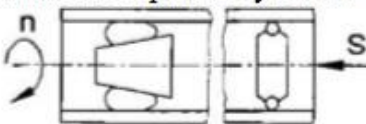
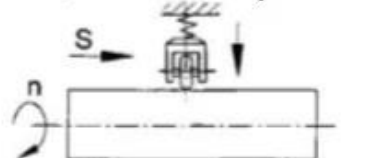
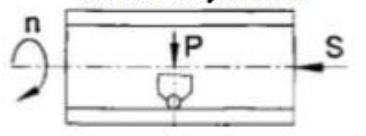
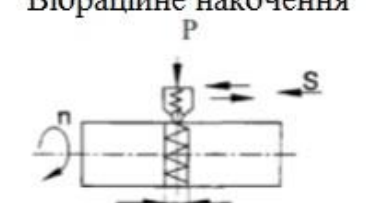
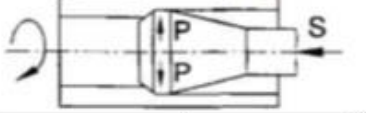

Схема процесу	Суть методу
<p>Зміцнююче розкочування</p> 	<p>Кочення інструменту (ролик, куля) по оброблювальній поверхні, для плоских і опуклих поверхонь - обкатування, для внутрішніх поверхонь - розкочування</p>
<p>Зміцнююче обкатування</p> 	<p>Поверхні деталей тіл обертання типу втулок, валів плоских поверхонь, НКО <44 ... 55. Універсальне і спеціальне обладнання. Серійне і масове виробництво</p>
<p>Вигладжування</p> 	<p>Ковзання інструменту по поверхні, що локально контактує з ним. Поверхні деталей тіл обертання НКО <70. Тонкостінні і нежорсткі деталі. Універсальне обладнання. Індивідуальне і серійне виробництво</p>
<p>Вібраційне накоєння</p> 	<p>Поверхні деталей тіл обертання і плоскі поверхні. Універсальне обладнання. Індивідуальне і серійне виробництво</p>
<p>Поверхнєве дернування</p> 	<p>Поступальне ковзання дорна по поверхні, що його охоплює. Деталі типу втулок.</p>
<p>Оздоблювально-зміцнююча обробка</p> 	<p>Обробка здійснюється циліндричною пружиною, яка обертається внаслідок контактної тертя з поверхнею деталі. Поверхні деталей тіл обертання. універсальне обладнання</p>

Рис. 2.13. Класифікація процесів ППД

У разі динамічних способів обробки силу притискання періодично змінюють під час обробки, а елементи, що виконують поверхнєву пластичну обробку, або знаходяться, або не перебувають в постійному контакті з оброблюваною поверхнею і періодично впливають на неї з великою частотою. До таких способів відносяться: вібраційна ударна обробка, дробометальна обробка, ультразвукова та ін.

До комбінованих способів обробки відносять способи, які передбачають

поєднання методів ППД з різними фізико-хімічними методами впливу на заготовку[42].

Значного ефекту можна досягти, використовуючи технології комбінованого зміцнення деталей машин з поєднанням методу електроіскрового легування (ЕІЛ) та поверхневого пластичного деформування (ППД). За допомогою комбінованого зміцнення з'являється можливість створення багатошарових зносостійких покриттів на робочих поверхнях деталей машин.

Електроіскрове легування відноситься до групи електрофізичних методів обробки матеріалів. Суть його полягає в тому, що при іскровому розряді в повітряному середовищі під дією випрямленого пульсуючого струму відбувається полярне перенесення матеріалу з електрода (анода) на деталь (катод).

В процесі ЕІЛ на поверхні деталі утворюється дифузний зносостійкий зміцнений шар. При цьому в шарі виникають складні хімічні сполуки, високостійкий нітрид і карбонітриди, а також загартовані структури [43], які підвищують твердість і зносостійкість поверхні деталі.

Численними дослідженнями [44 - 47] встановлено, що структура зміцненого шару сильно нагадує структуру азотованого шару. Схематично зміцнений шар складається з двох частин: верхній білий шар, що не піддається травленню, і нижній шар (підшар) дифузний, з сильно зміненою структурою, яка поступово переходить в структуру основного металу. Структура зміцненого шару не однорідна і складається з аустеніту, мартенситу і високодисперсних нітридів, карбонітридів і карбідів. Загальна глибина цього шару, включаючи білий і дифузний, одержуваний при ЕІЛ за допомогою більшості існуючих установок, знаходиться в межах від 0,02 до 0,25 мм. Співвідношення глибин верхнього і нижнього шарів при ЕІЛ різними електродами і на різних режимах різний, але в більшості випадків дифузний шар по товщині трохи більше верхнього шару.

Дифузійний процес, що відбувається в результаті електроіскрового легування сталі, має деякі особливості. Під дією іскрового розряду прогрівається дуже тонкий поверхневий шар, в той час як вся деталь знаходиться майже в холодному стані, не викликаючи термічних напружень. Всі дифузійні процеси, що

відбуваються при електроіскровому легуванні, завдяки досить високій температурі, розвиваються в поверхневому шарі електродів під дією факела іскри, протікають в дуже короткі терміни - в долі секунди і секунди. Тривалість процесів хіміко-термічної обробки сталей набагато більша і становить години і добу. Завдяки дифузії і створюється міцне з'єднання нанесених речовин з металом деталі.

Відома технологія підвищення зносостійкості деталей машин типу валів, гребенів колісних пар локомотивів, валів цементних фасувальних машин, яка включає комбінацію методів ППД та ЕІЛ

По даній технології формується зміцнений поверхневий шар, твердість якого на поверхні досягає 1200 HV.

ВИСНОВКИ ПО ДРУГОМУ РОЗДІЛУ

1. В прольотних кранах з роздільним механізмом пересування основною причиною підвищеного зношення коліс є непаралельність осей підкранових рейок. Істотного збільшення довговічності ходових коліс прольотних кранів можна досягти, якщо в приводі механізму руху з роздільним приводом замість асинхронного електродвигуна з жорсткою характеристикою застосувати серієсний електродвигун з м'якою характеристикою.

2. При наявності дефектів і викривлень рейок характер руху крана може істотно змінюватися і на випадковий процес коливань при русі крана накладаються вимушені часткові «повороти» або «зсуви» крана поперек шляху.

3. Для підвищення довговічності роботи коліс можуть застосовуватися наступні методи їх зміцнення:

- хіміко-термічна обробка;
- іонно-плазмове термоциклічне азотування;
- наплавлення зносостійких шарів;
- поверхневе пластичне деформування;
- вібраційні методи.

РОЗДІЛ 3. АНАЛІЗ НАПРУЖЕНО-ДЕФОРМОВАНОГО СТАНУ КРАНОВОЇ РЕЙКИ ТА КОЛЕСА ПРИ ЇХ КОНТАКТІ

3.1 Напружено-деформований стан кранових рейок

Напружено-деформований стан (НДС) головки кранової рейки оцінюється як об'ємний, про що свідчать різні по виду і характеру пошкодження і руйнування рейок [49]. Пошкодження рейок залежать від величини кранового навантаження, рівня напружень та їх геометрії. В процесі експлуатації контакт колеса з рейкою може бути точковим або лінійним (рис. 3.1). На початку експлуатації контакт точковий (рис. 3.1, а), а при зношенні головки рейки переходить в лінійний (рис. 3.1, в).

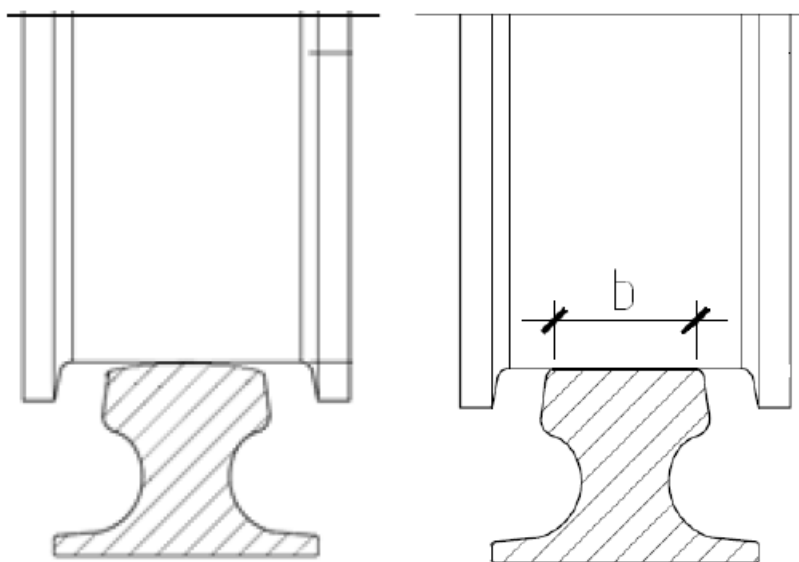


Рис. 3.1 Види контакту колеса з рейкою

Вітчизняні кранові рейки виготовляються прокаткою з вуглецевої сталі К63 і мають мінімальну межу міцності $75,0 \text{ кН/см}^2$ і межу текучості 38 кН/см^2 [50]. Мінімальна межа міцності кранових рейок по DIN 536, які також виготовляються з вуглецевої сталі з вмістом вуглецю 0,40-0,60%, становить $69,0 \text{ кН/см}^2$.

На сьогоднішній день існує кілька методик оцінки контактної взаємодії системи колесо-рейка. Для точкового контакту колеса з рейкою використовують формулу:

$$\sigma_{max} = 7500 \cdot k \cdot k_f \cdot \sqrt[3]{\frac{k_d \cdot k_n P}{D^2}}, \quad (3.1)$$

де k - коефіцієнт, що залежить від відношення радіуса заокруглення головки рейки до діаметра колеса, k_f - коефіцієнт, що враховує вплив дотичного навантаження (сил тертя) на контактні напруження, що залежить від швидкості переміщення крана; $k_d = 1 + av$ - коефіцієнт динамічності, що залежить від типу кранового шляху, для сталевих підкранових балок $a = 0,15$; v - номінальна швидкість переміщення крана, м/с; k_n - коефіцієнт нерівномірності навантаження по ширині рейки, P - тиск колеса на рейку, D - діаметр колеса.

Для лінійного контакту:

$$\sigma_{max} = 340 \cdot k \cdot k_f \cdot \sqrt[3]{\frac{k_d \cdot k_n P}{b \cdot D}}, \quad (3.2)$$

З формул (3.1) і (3.2) випливає, що величина контактних напружень залежить від діаметра ходових кранових коліс.

В роботі було проведено чисельне моделювання взаємодії колеса крана і рейки, яке виконувалося в програмному комплексі «Autodesk Inventor». Модель складалася з деталі з геометричними параметрами кранових рейок КР по ГОСТ 4121-96, рейок типу А по DIN 536 і рейок КР- «т» по ТУ. Для кожного типу рейки вибирався відповідний діаметр ходового колеса (табл. 3.1).

Таблиця 3.1 Типи рейок та їх характеристики

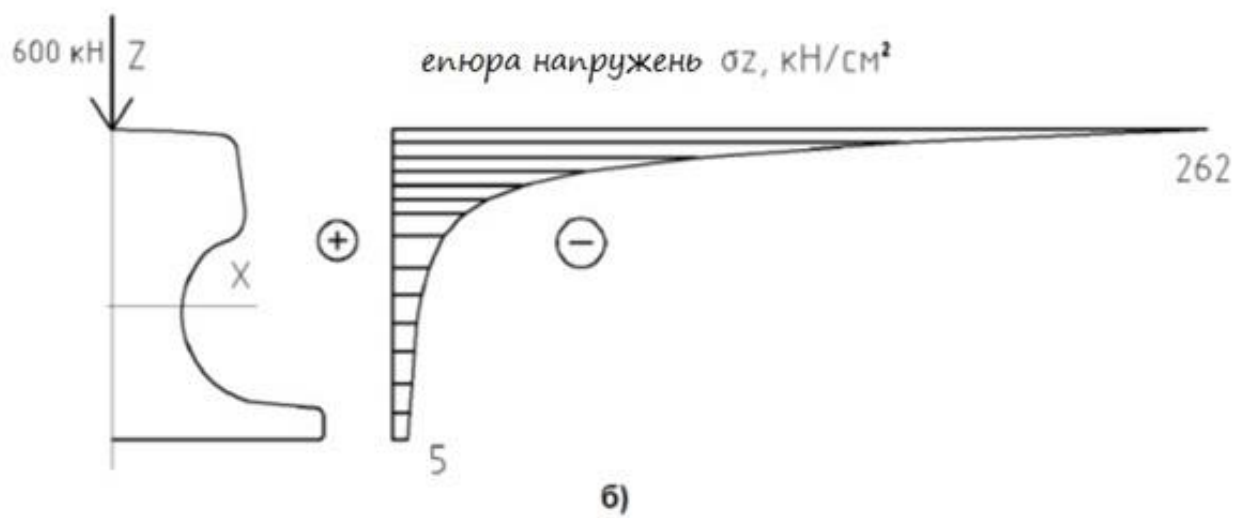
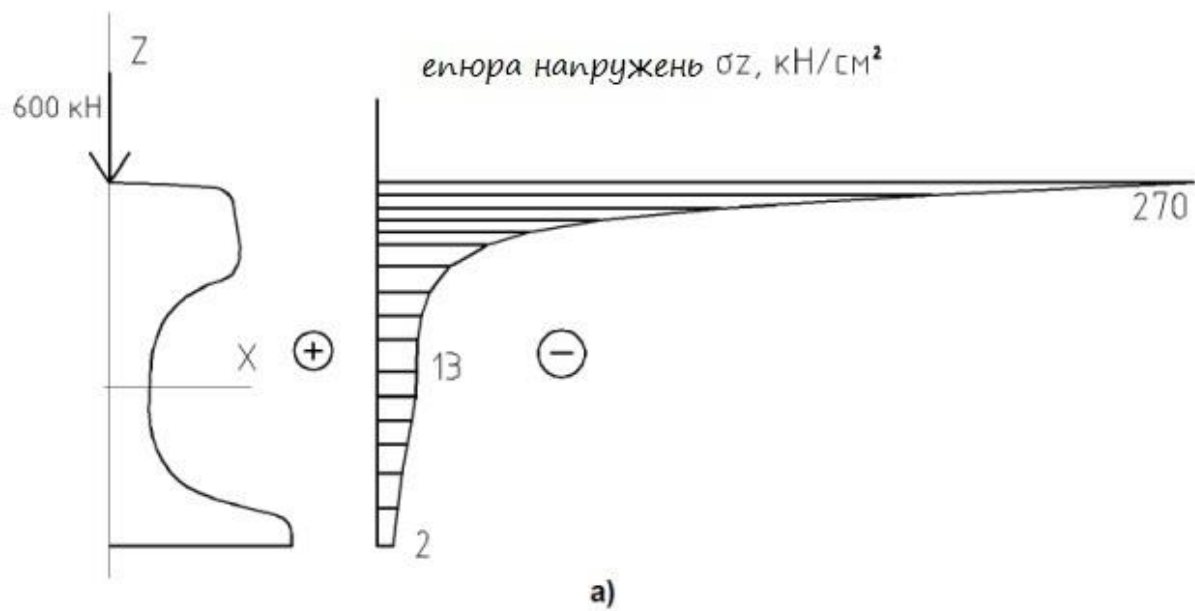
Тип рейок	Головка	Шийка	Підшва	Розрахунковий максимальний тиск коліс крана, кН	Рекомендований діаметр ходових коліс, мм
Кранові рейки по ГОСТ 4121-9					
КР 70	29,3	35,8	34,9	350	500, 600
КР 80	28,3	37,2	34,5	500	500, 600
КР 100	27,2	37,3	35,5	600	700, 800
КР 120	27,5	36,6	35,9	800	800, 900

На модель накладені такі граничні умови і залежності:

- 1) рейка є нерухомою деталлю з жорстко закріпленою основою;
- 2) колесо - рухома деталь, основою якої є верхня поверхня головки рейки.

Розглянуто два варіанти взаємодії: перший - статичне положення колеса на рейці; другий - рух колеса по рейці з різними швидкостями. Для верифікації програми виконаний розрахунок напружень в рейці КР100 при діаметрі колеса 700 мм і тиску колеса $P = 470$ кН за програмою «Autodesk Inventor», які порівнювалися із контактними напруженнями, що були визначені по методиці Герца-Беляєва. Шляхом порівняння було підтверджено правильність отриманого розподілу в програмі напруження в вказаній рейці.

По результатам моделювання побудовано епюри розподілу напружень в рейці, які показані на рис. 3.2.



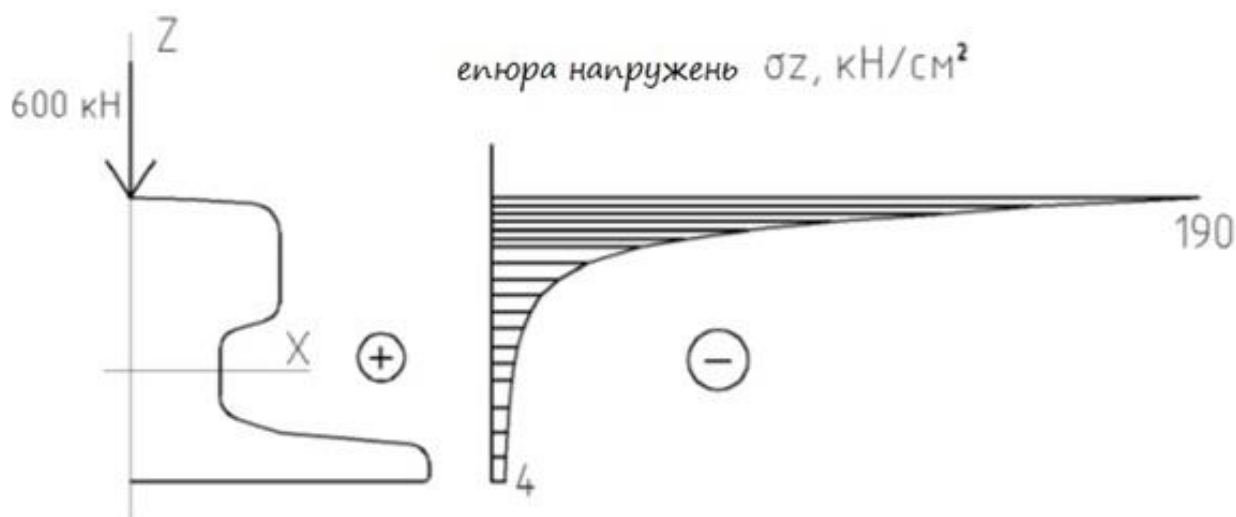
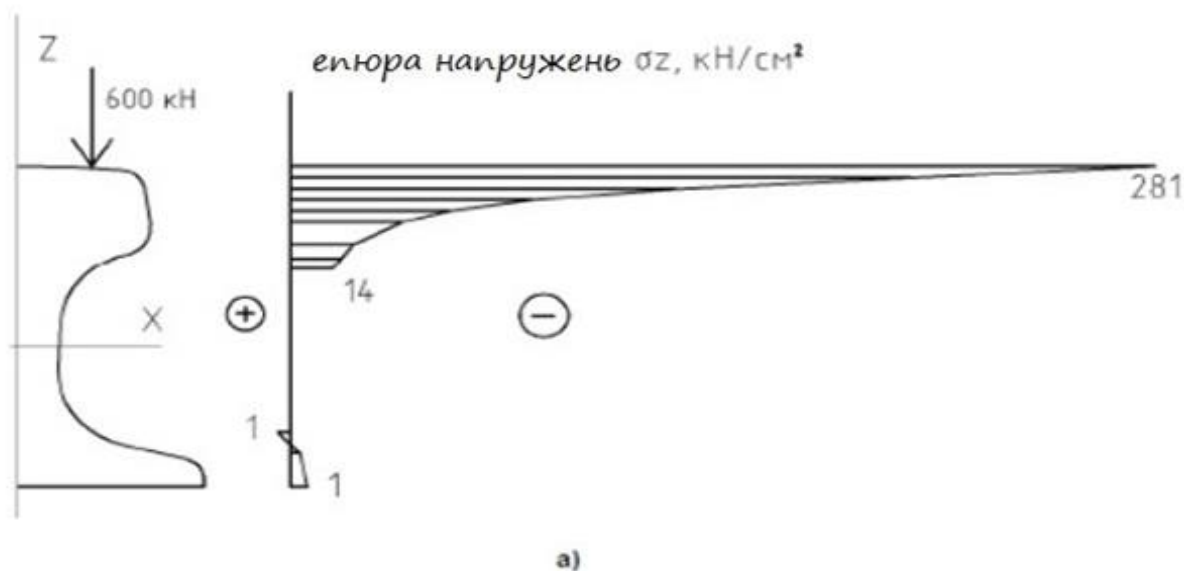


Рис. 3.2. Епюри максимальних контактних напружень в кранових рейках при осьовому навантаженні: а - КР100; б - КР100т; в - А100

В процесі кочення колеса сили, які сприймаються рейкою, змінюються по величині, що істотно ускладнює опис її напружено-деформованого стану. При цьому пляма контакту переміщається і виникає ексцентриситет прикладання вертикального тиску. Тому в роботі було виконано чисельне моделювання з ексцентричним прикладанням вертикального зусилля колеса.

По результатам чисельного моделювання отримані епюри розподілу контактного напруження з ексцентрично прикладеним зусиллям колеса, які показані на рис. 3.3.





б)

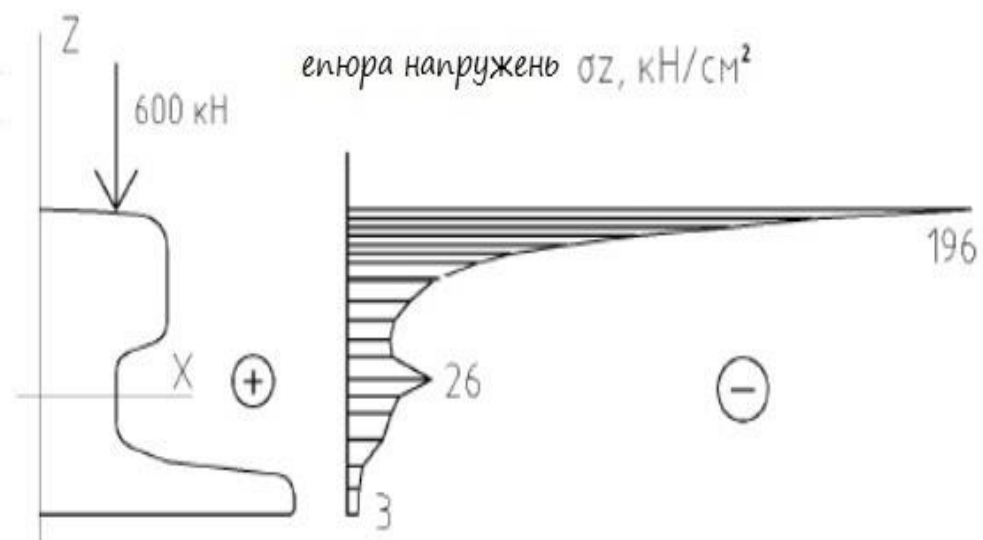


Рис. 3.3. Епюри максимальних контактних напружень в кранових рейках при навантаженні з ексцентриситетом $e = 30$ мм: а - КР100; б - КР100т; в -

А100

Аналіз розподілу максимальних напружень по перерізу кранових рейок при $e = 30$ мм (рис. 3.3) показує, що в рейці КР100 вертикальне навантаження сприймає не все перетин, а тільки головка і, отже, це свідчить про те, що рейка КР100 більш чутлива до нерівномірну навантаженню, ніж рейки КР100т і А100.

В роботі були встановлено та отримані графічні залежності впливу ексцентричного прикладання навантаження колеса на рейку, що зображені на рис. 3.4.

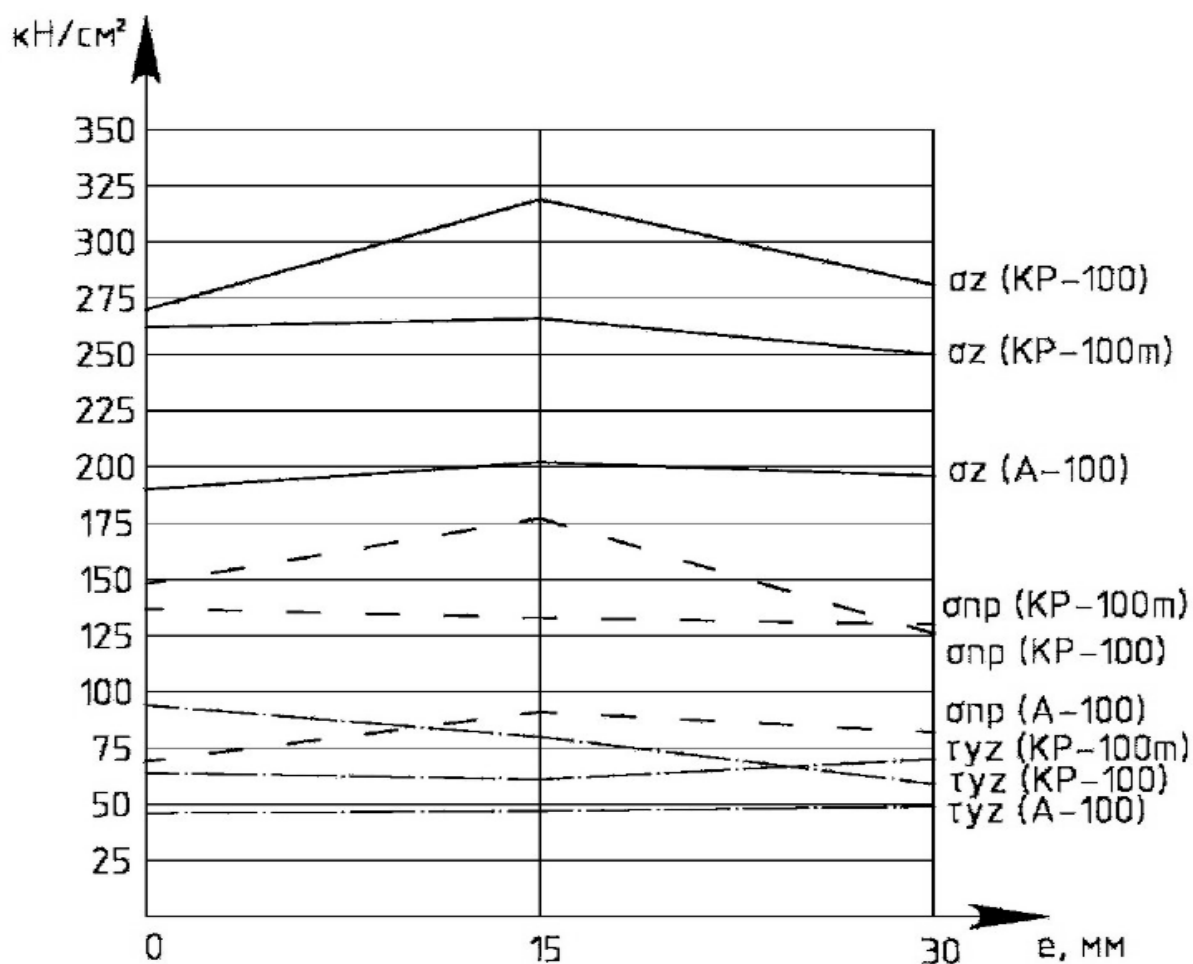


Рис. 3.4. Залежності напружень σ_z і σ_{pr} по Мизесу в рейках від ексцентриситету вертикального навантаження

Також з геометричних параметрів кранових рейок впливає, що поперечний переріз рейки А100 по металоемкості менший на 12% ніж рейка КР 100.

3.2. Напружено-деформований стан в зоні контакту колеса з рейкою

НДС в зоні контакту колеса з рейкою оцінювався шляхом чисельного моделювання в програмі Deform 3D.

Шляхом серії чисельних моделювань МСЕ було проаналізовано контактні напруження між колесом та рейкою.

Аналізувалися наступні моделі контакту колеса з рейкою, що показані на рис. 3.5. Перша модель була зроблена з припущенням, що контакт був ідеальним, тобто колесо та рейка були симетричними, рис. 3.5, а. Вона описується як симетричне навантаження колеса на рейку.

Друга розроблена модель являє собою випадок, коли колесо було зміщене в бік, і контакт відбувається по бокових поверхнях колеса та рейки. Внаслідок цього асиметричного положення та контакту між обідом колеса та рейкою не відбувається первинного контакту між верхнім рельєфом рейки та колесом, тобто між верхніми поверхнями колеса та рейкою колії присутній зазор, яка показана на рис. 3.5, б.

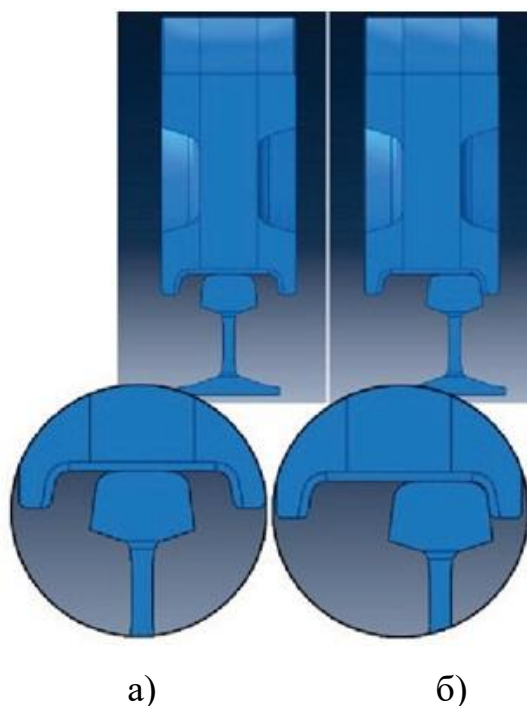


Рис. 3.5. Різні чисельні моделі контактної взаємодії колеса з рейкою:

а) з симетричним навантаженням; б) з асиметричним навантаженням;

В кожній з моделей на відстані 47,5 мм від вертикальної осі симетрії колеса до нього були прикладені вектори зосереджених навантажень величиною 100 кН.

В усіх моделях колесо та рейка були розбиті на сітку на сітку скінчених елементів. Розмір елементів для забезпечення більш точних результатів в місці контакту був зменшений. Модель показана на на рис.3.6.

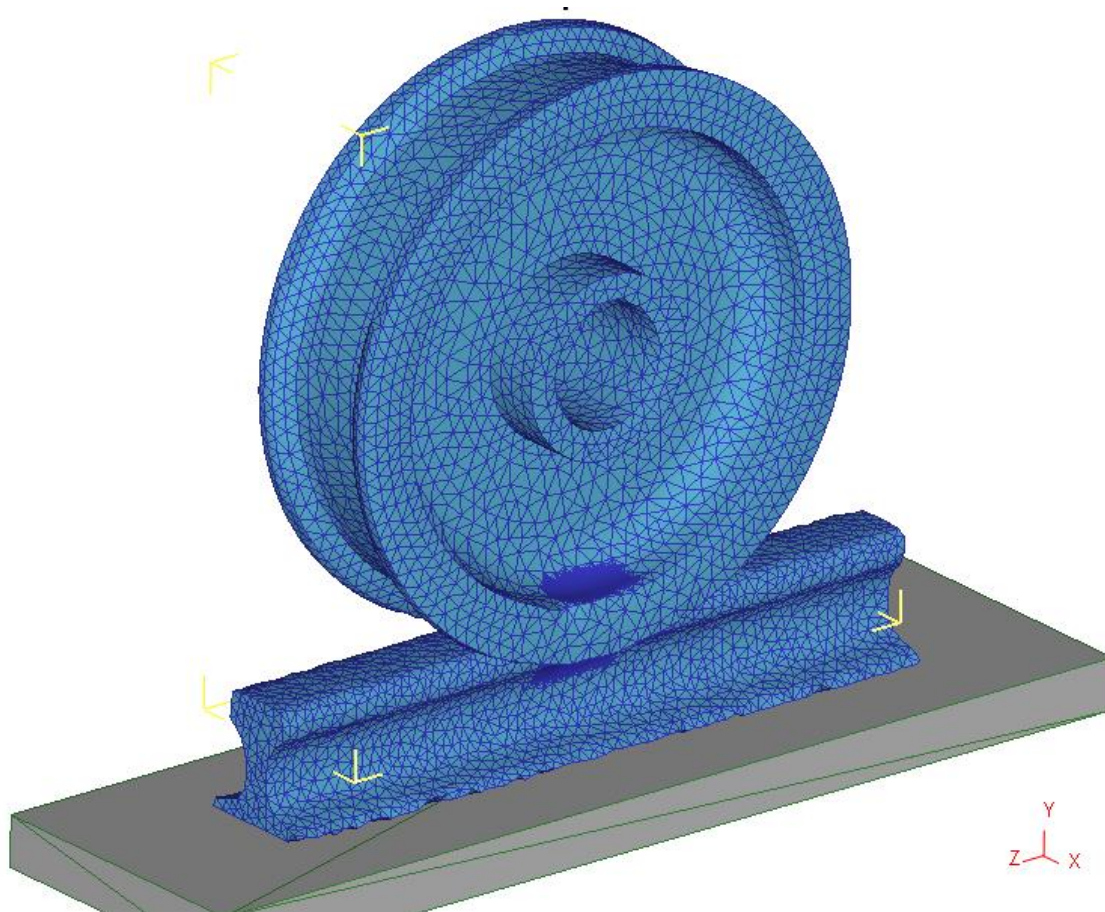


Рис. 3.6 Скінчено-елементна модель пари колесо-рейка

Колесо та рейка задавалися як пружні тіла. Механічні властивості колеса відповідали Сталі 65Г, а рейки – Сталі 63.

По результатам чисельного моделювання отримані розподіли інтенсивності напружень в усіх моделях та виконано їх порівняння.

Чисельне моделювання показує, що інтенсивність напружень концентрується навколо області контакту у всіх двох моделях. На рис. 3.7 показано розподіл інтенсивності напружень по Мізесу для симетричного завантаження. Величина інтенсивності напружень в зоні контакту від 510 МПа до 730 МПа.

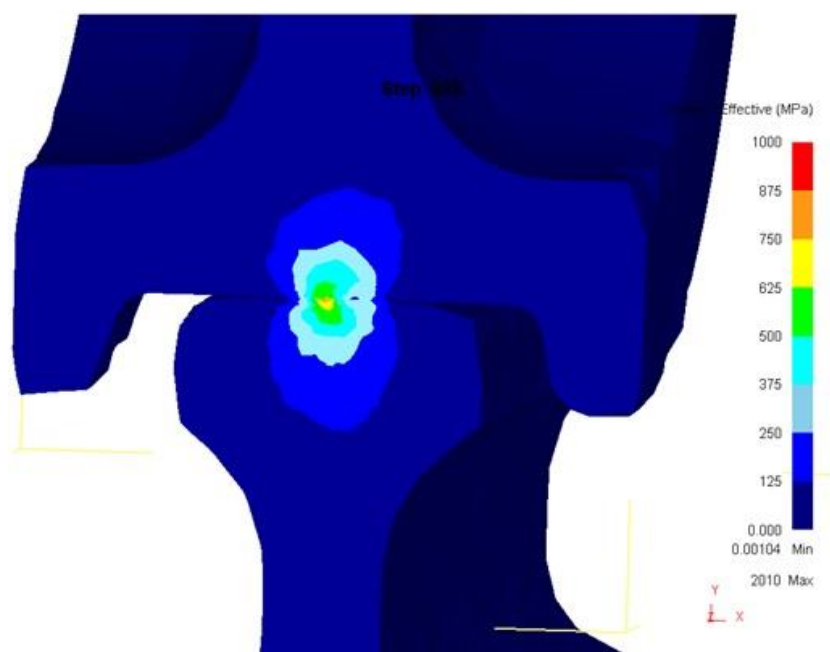


Рис. 3.7. Розподіли інтенсивностей напружень в колесі та рейці їх при центральному контакті

При асиметричному положенні колеса та рейки виникають бокові сил, що призводять до збільшення інтенсивності напружень (рис. 3.8) як колеса, так і рейки в зоні її контакту ребордою.

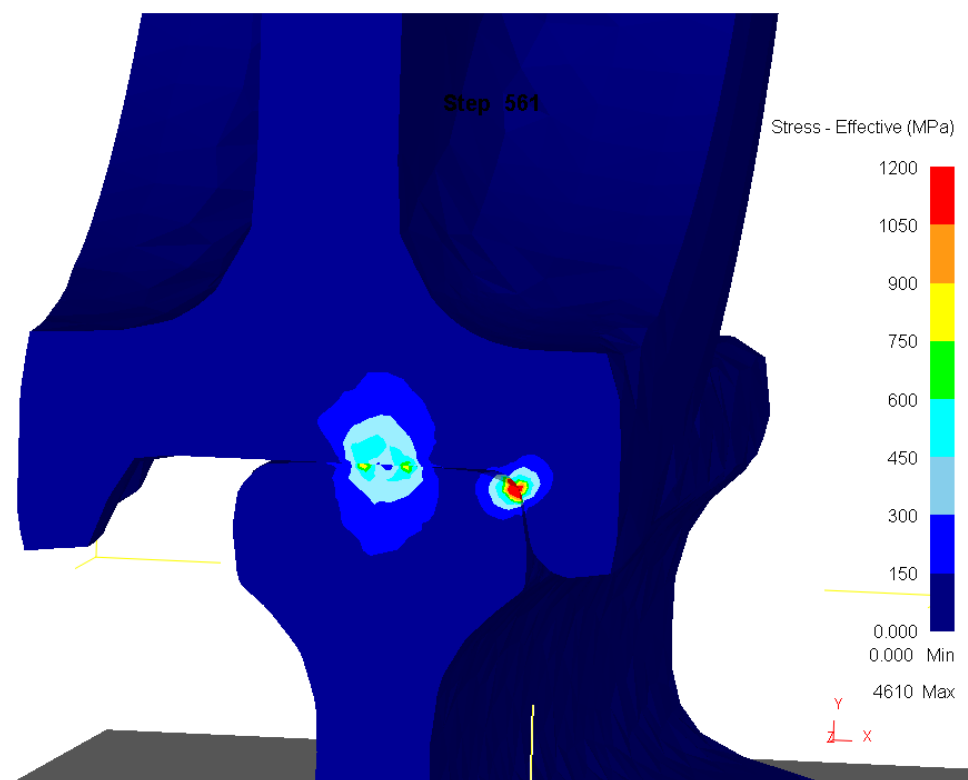


Рис. 3.8. Розподіли інтенсивностей напружень в колесі та рейці їх при ексцентричному контакті

Значення інтенсивностей напружень (див. рис. 3.8) в зоні контакту становить від 750 МПа до 970 МПа, досягаючи в зоні контакту рейки з ребордою колеса величини - до 1100 МПа.

ВИСНОВКИ ПО ТРЕТЬОМУ РОЗДІЛУ

1. По результатам роботи [48] встановлено, що найменший вплив ексцентриситету прикладання навантаження на напружений стан рейки буде у випадку застосування рейок типу А по DIN 536.

2. Проведено чисельне моделювання методом скінчених елементів взаємодії колеса крана і рейки, яке виконувалося в програмному комплексі Deform 3D при симетричному та асиметричному контакті колеса та рейки. Встановлено, що при асиметричному контакті відбувається збільшення величини контактних напружень на 20%.

3. В результаті асиметричного контакту колеса та рейки з'являється додаткова ділянка контакту реборди колеса з бічною поверхнею головки рейки.

4. Найбільша величина контактних напружень спостерігається в зоні контакту реборди колеса з бічною поверхнею головки рейки, де максимальна величина інтенсивності напружень досягає 1100 МПа за рахунок дії бокових сил.

РОЗДІЛ 4. АНАЛІТИЧНІ ТА ЕКСПЕРИМЕНТАЛЬНІ ДОСЛІДЖЕННЯ ПРОЦЕСУ ЗНОШУВАННЯ КРАНОВИХ КОЛІС ТА ШЛЯХИ ЙОГО ЗМЕНШЕННЯ

4.1. Аналіз основних параметрів, що впливають на процес зношування поверхонь контакту колеса та рейки

На інтенсивність зношування кранових коліс значний вплив мають контактні напруження, що діють в місці контакту колеса з рейкою. При цьому на величину контактних напружень впливає вантажопідйомність крана та група режиму його роботи.

На кожне колесо вантажопідйомного прольотного крана буде діяти навантаження, яке можна порахувати по наступній залежності [54]:

$$F_p = k_1 \gamma \frac{F_{B_{\max}}}{2}, \quad (4.1)$$

де k_1 - коефіцієнт, який залежить від режиму роботи механізму; γ - коефіцієнт змінності навантаження, що залежить від співвідношення ваг G/G_0 , де G - вага номінального вантажу, G_0 - власна вага крана з візком; $F_{B_{\max}}$ - максимальне зусилля, що діє на одну із сторін крана, в залежності від розташування кранового візка, розрахунок якого ведеться відповідно до розрахункової схеми на рис.4.1. ($F_{B_{\max}} = |R_{B_{\max}}|$).

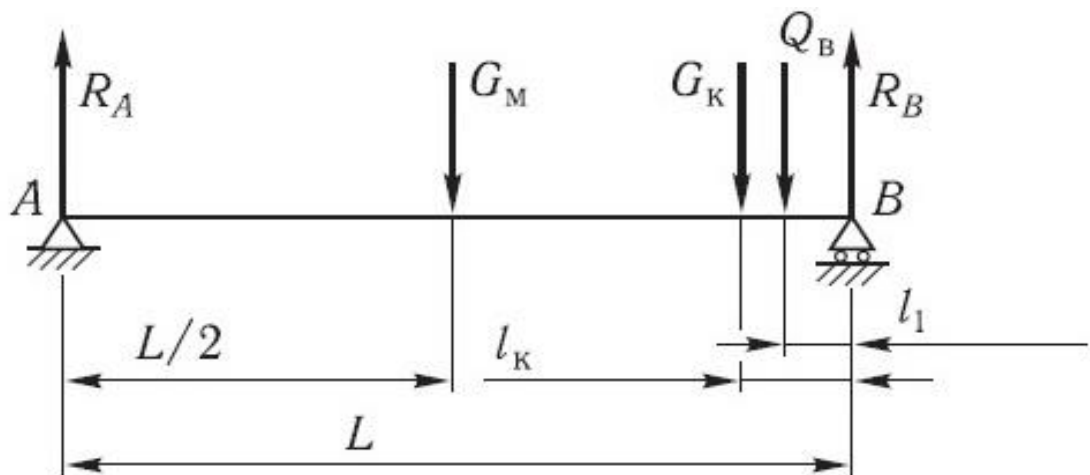


Рис. 4.1. Схема до розрахунку навантажень на ходові колеса моста [54]

Тоді місцеве контактне напруження зминання в разі точкового контакту можна визначити по наступній формулі [54]:

$$\sigma_{зм} = m^3 \sqrt{\frac{F_p E_{зв}^2}{R_{\max}^2}}, \quad (4.2)$$

де R_{\max} – більший з двох радіусів поверхонь, що контактують (R_k - радіус колеса або R_1 – радіус головки рейки); m – коефіцієнт, що залежить від співвідношення меншого та більшого радіусів контактних поверхонь R_k/R_1 ; $E_{зв}$ – зведений модуль пружності, що для контакту сталевго колеса (Сталь 65Г) та сталевго рейки можна прийняти рівним $2 \cdot 10^{11}$ Па.

Діаметр колеса по рекомендаціям [54] прийняли рівним 500 мм. В розрахунках використовувались геометричні параметри рейки КР-70.

Розрахунок виконувався для величин вантажопідйомностей та параметрів кранів, що вказані в таблиці 1, на основі яких побудовані залежності на рис.4.2.

Таблиця 4.1

Параметри розрахунку відповідно до рис.4.1

Q- вантажопідйомність, т	4,5	6,5	8	10,5	12,5
L- довжина прольоту, м	8	10	12	14	16,5
G_M - вага моста, Н	75537	95157	116249	129002	158922
G_B - вага візка, Н	31392	35316	39240	43164	47088
$G_{кб}$ - вага кабіни, Н	19620	19620	19620	19620	19620
$L - l_k$, м	5,75	7,75	9,75	11,75	14,25
$L - l_1$, м	6,5	8,5	10,5	12,5	15

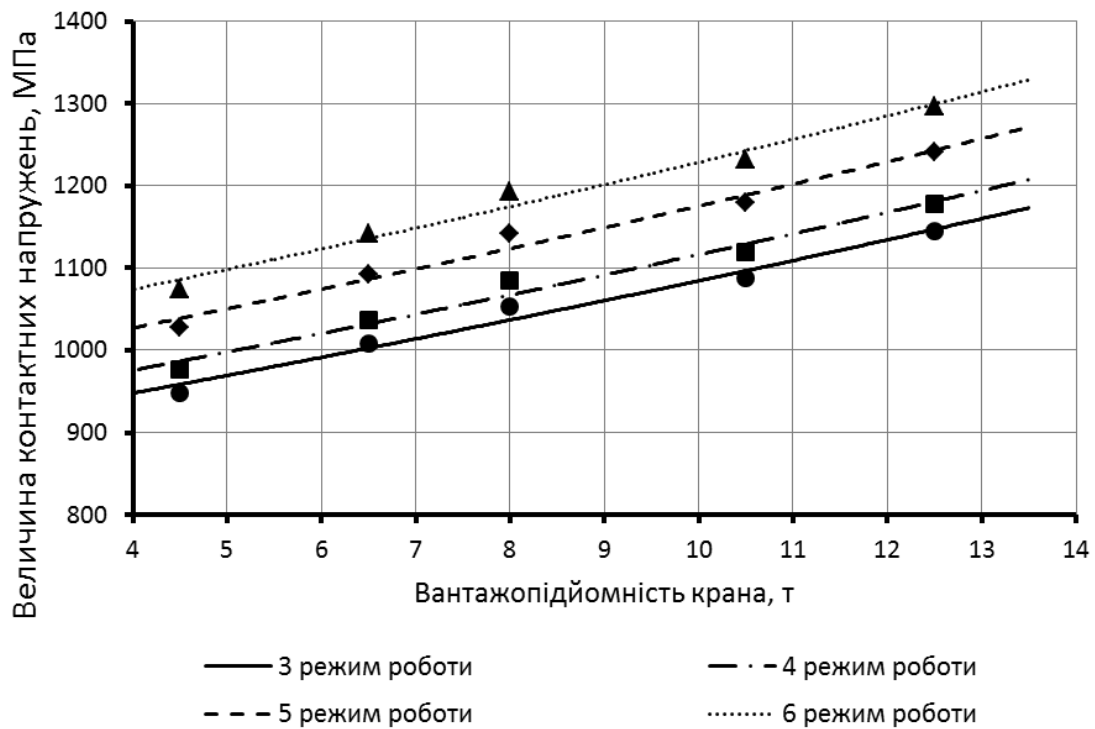


Рис. 4.2. Вплив вантажопідйомності крана та групи режиму роботи на величину контактних напружень на колесах

На основі аналізу отриманої залежності на рис. 4.2 можна зробити висновок, що кожна наступна група режиму роботи крану збільшує величину контактних напружень на його колесах на 7% при тому самому діаметрі колеса (500 мм). Між вантажопідйомністю крану та величиною контактних напружень спостерігається лінійна залежність при використанні колеса того самого діаметру, який рівний 500 мм.

Проведена оцінка зміни величини сили опору при пересуванні крану в залежності від його вантажопідйомності. Для цього використовували наступним залежностям:

$$W_{\text{заг}} = W_{\text{ст}} + 1,2 \cdot (G + G_K) \alpha_y, \quad (4.3)$$

$$W_{\text{ст}} = (G + G_K) \left(\frac{f d + 2k}{D_K} k_p + \alpha_y \right), \quad (4.4)$$

де $W_{\text{ст}}$ – опір у період усталеного руху, Н; G – вага вантажу, Н; G_K – власна вага крану, Н; α_y – ухил підкранової колії (в розрахунках прийняли $\alpha_y = 0,001$); f – коефіцієнт тертя в підшипників коліс (в розрахунках прийняли $f = 0,015$); k –

коефіцієнт тертя кочення (в розрахунках прийняли $k = 6 \cdot 10^{-4}$); D_k – діаметр колеса; k_p – коефіцієнт опору від тертя реборд коліс об рейки.

По результатам розрахунків побудовані графічні залежності впливу величини опору від вантажопідйомності крану.



Рис. 4.3. Залежність сили опору пересування крану від його вантажопідйомності

З рис. 4.3 видно, що залежність є майже лінійною. В 2 рази більша вантажопідйомність крану призводить до 1,6 разів більшого опору, що діятиме на його колеса.

Швидкість зношування можна визначити по такій формулі [49]:

$$\gamma_{\text{теор}} = 4 \cdot 10^2 \frac{\varepsilon^{0,67} \sigma^{2,5} R_q^{0,5}}{\delta^t \text{HB}_1^{1,5} \text{HB}_2} \sqrt{\rho} \frac{v_1 - v_2}{\alpha v_1 + \beta v_2} n \quad (4.5)$$

де R_q – об'ємний радіус частинки; σ – умовне напруження опору стисненню абразивної частинки; δ – відносне подовження матеріалу при розриві; HB_1 , HB_2 – твердість по Брінеллю двох контактних поверхонь; ρ – приведений радіус; n – частота обертання; v_1 і v_2 – лінійні швидкості двох поверхонь контакту; ε – концентрація абразивних частинок; t – коефіцієнт втоми матеріалу при пластичних деформаціях; α і β – вирогідності закріплення частинки на контактних поверхнях 1 (v_1) та 2 (v_2).

Вирогідності закріплення частинки:

$$\alpha = HB_2 / (HB_1 + HB_2), \quad (4.6)$$

$$\beta = HB_1 / (HB_1 + HB_2). \quad (4.7)$$

Приведений радіус $\rho = R_k$.

Кранове колесо виготовляють із Сталі 65Г термообробляють до твердості HB300, при цьому відносне подовження буде складати $\delta = 5\%$, коефіцієнт втоми $t=2,5$. Рейку роблять із Сталі 63 з твердістю HB 212.

Вважаємо, що в зоні контакту радіус абразивних частинок буде складати $R=0,05$ мм, концентрація яких в зоні контакту складає $\varepsilon=1,85\%$, умовне напруження опору $\sigma=75$ кг/мм².

Лінійна швидкість колеса в зоні контакту буде складати:

$$v_1 = v_k = \pi n / 30 \cdot R_k \quad (4.8)$$

Враховуючи вищенаведене можна порахувати швидкість зношування при різних діаметрах коліс крана (рис. 4.4) з однаковою частотою обертів, яка складає $n=50$ хв⁻¹. Отримано залежність швидкості зношування від частоти обертів колеса при однаковому його діаметрі $D_k=500$ мм (рис. 4.5).

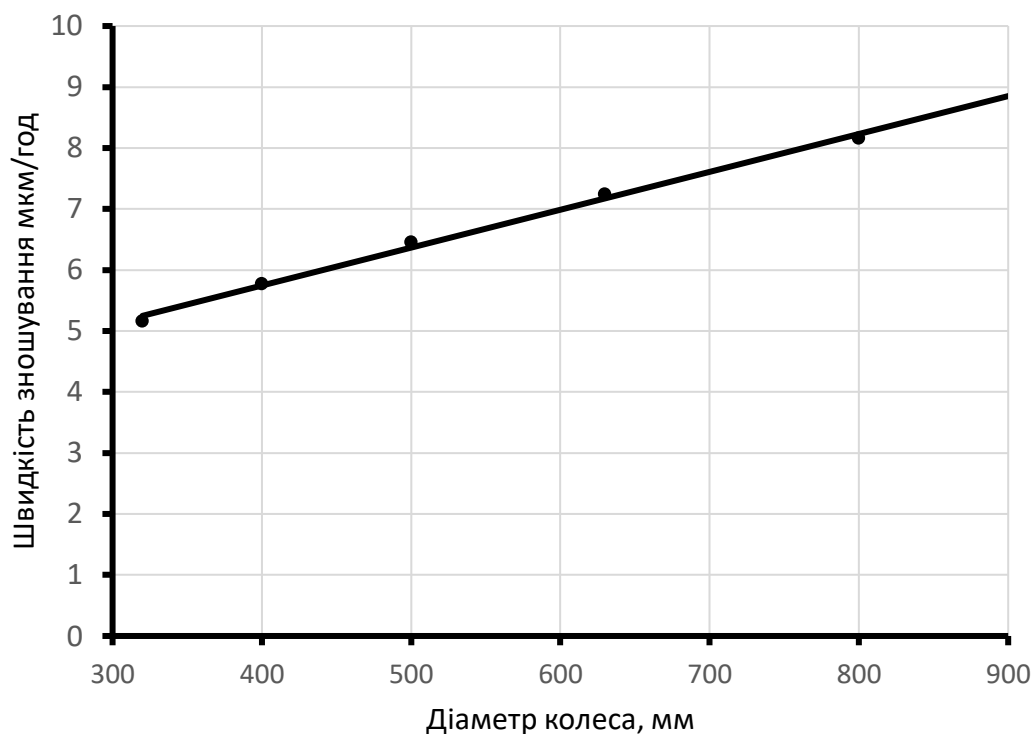


Рис. 4.4. Залежність швидкості зношування колеса від його діаметра

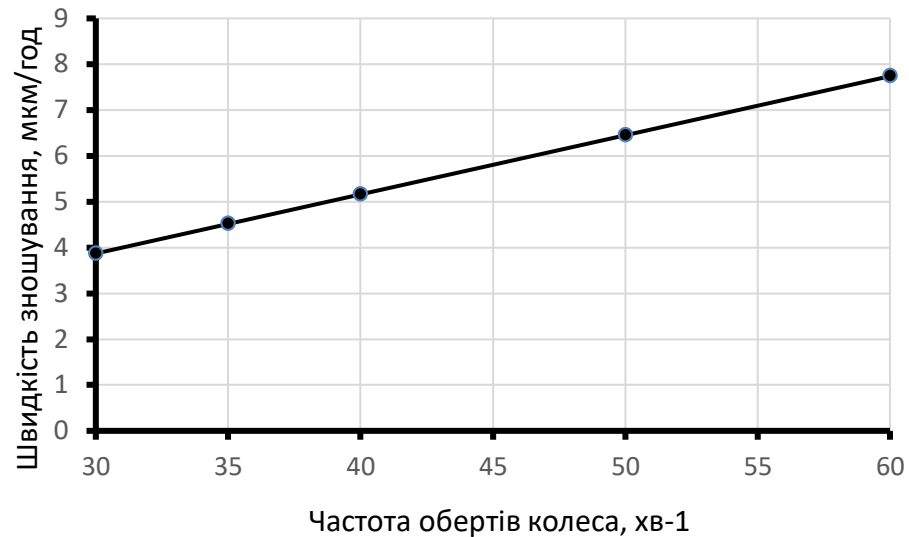


Рис.4.5. Залежність швидкості зношування колеса від його частоти обертів

По отриманим залежностям можна наближено визначити термін служби колеса.

4.2. Технологія підвищення зносостійкості кранових коліс шляхом ЕІЛ

По результатам експериментальних досліджень, що наведені в пункті 4.3 даної роботи було встановлено підвищення зносостійкості зразків, поверхня яких була оброблена ЕІЛ, на 23%.

Зразки були оброблені на спеціальній експериментальній установці ЕІЛ- 2, яка є комплексом із декількох пристроїв:

- головний блок з передньою панеллю контролю і управління та комутаційною задньою панеллю;
- силовий робочий трансформатор II;
- вібраційну головку III, IV;
- блок примусової циркуляції охолоджуючої рідини V;
- баластний реостат VI;
- комплект сполучних проводів (кабелів).

Принцип роботи установки ЕІЛ-2 базується на процесі дискретної електроіскрової обробки поверхонь сталевих деталей. Робота установки полягає в тому, що електрод, до якого підведено позитивний вивід потужного імпульсного

джерела струму, короткочасно і періодично, під впливом приводного пристрою, контактує з поверхнею оброблюваної деталі, до якої в свою чергу підключений мінусовий вивід джерела струму. У момент контакту по електричному контуру, який утворюється, пропускається імпульс електричного струму певної форми і сили. Далі контакт переривається шляхом різкого і швидкого відведення електрода від поверхні деталі. Але струм протікає по контуру ще деякий час до закінчення дії імпульсу. Після закінчення дії імпульсу настає пауза. Надалі цикл повторюється з певною періодичністю. В результаті, робота електрода набуває вібраційний характер, який супроводжується синхронним протіканням імпульсів електричного струму. В установці ЕІЛ- 2 вібрація електрода забезпечується електромеханічним пристроєм (рис. 4.4), який конструктивно виконаний у вигляді окремої головки, яка при необхідності може бути під'єднана до нерухомого корпусу.

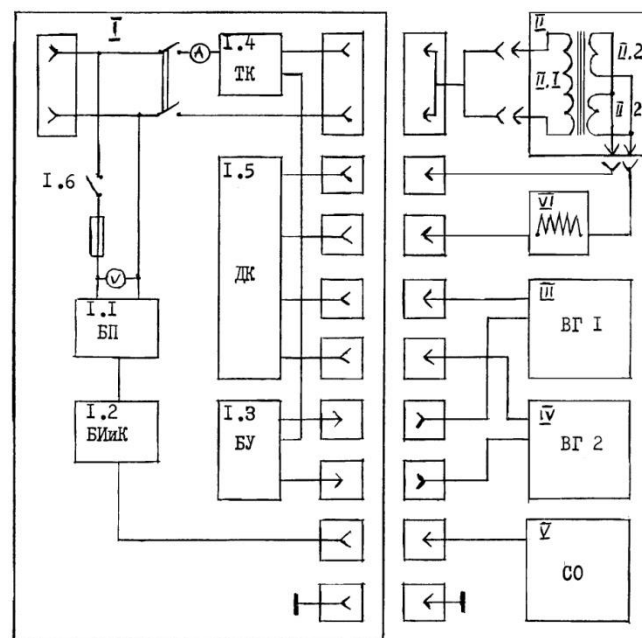


Рис. 4.4. Блок-схема установки ЕІЛ-2 [50, 51]:

I – головний блок (ТК – тиристорний комутатор; БП – блок живлення; БУ – блок управління; БІК – блок індикації і контролю; ДК – панель комутації); II – силовий робочий трансформатор; III та IV – вібраційні головки; V – блок примусової циркуляції охолоджуючої рідини; VI – баластний реостат.

Відповідно до рис. 4.5 основою конструкції вібраційного головки є жорстке шасі 3, що зв'язує пружинну ресору 11 і електромагніт 5, що діє на неї. Ресора одним кінцем жорстко прикріплена до шасі, тоді як інший кінець, який вільно

коливається, закінчується електродотримачем 2, в якому затискається електрод. Підключення силового кабелю 21 до вібратора проводиться згідно рис. 4.5. Охолодження електродотримача здійснюється водою, яка подається по водопідводним трубкам (на рис. 4.5 не показані) до штуцерів 18. Вібруюча головка поміщена в пластмасовий корпус (на рис. 4.5 не показаний). Згідно блок-схеми, представленої на рис. 4.4, роботою вібратора III управляє схема 1.3, що знаходиться в корпусі головного блоку I. Органи управління схемою вібратора винесені на лицьову панель головного блоку. Живлення головного блоку здійснюється вимикачем 1.6. Блок живлення I.I забезпечує стабілізованою напругою всі компоненти головного блоку. Комутатор тиристора 1.4 здійснює безконтактну подачу напруги на первинну обмотку силового робочого трансформатора II.1. Напруга з вторинної обмотки трансформатора II.2 подається на діодний комутатор 1.5.

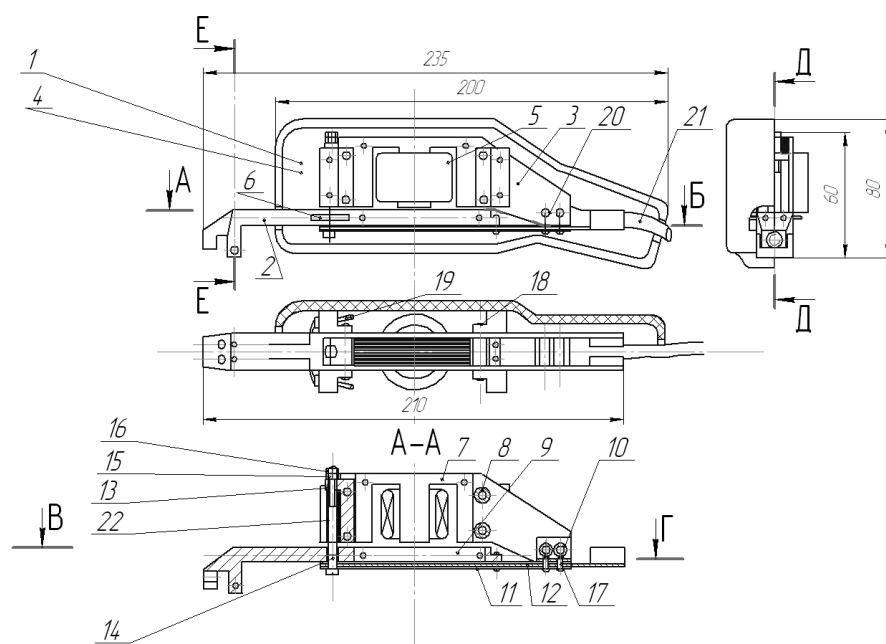


Рис. 4.5. Конструктивна схема електромеханічної головки вібратора

Система охолодження вібраційної головки створювалася за такими принципами:

- рідина, яка охолоджує, - вода;
- система охолодження замкнута і автономна.

Така схема охолодження забезпечує в магістралі необхідний тиск і витрату

води, яка подається по спеціальних трубах безпосередньо до вібраційної головки. Пристрій зроблений у вигляді окремого блоку з автономним живленням. При підготовці до роботи установка ЕІЛ- 2 розміщується в безпосередній близькості від робочого місця, при цьому головка вібратора встановлюється згідно рис. 4.5. Джерело струму, від якого живиться кабель, повинен забезпечувати максимальний відбір струму до 20А при напрузі до 250В. Корпус головного блоку, трансформатора і блоку охолодження заземляються.

В якості електродів застосовують тверді сплави на основі карбідів вольфраму і титану, що мають властивості наведені в таблиці 4.2. На властивості легованого шару впливає фазовий склад електродного матеріалу. В процесі легування має місце періодична зміна величин ерозії твердих сплавів. Це пов'язано з тим, що при ЕІЛ матеріал електрода переноситься на деталь в трьох агрегатних станах [51]:

$$\Delta e = \Delta p + \Delta r + \Delta k, \quad (4.5)$$

де Δp - кількість матеріалу в паровій фазі, Δr - кількість матеріалу в рідинній фазі, Δk - кількість матеріалу в твердій фазі (за рахунок крихкого руйнування). Кількість матеріалу електрода в паровий Δp і рідинній Δr фазах приблизно однаково за кожен імпульс струму. Кількість твердої складової, яка переноситься на деталь, може бути різною за кожен імпульс струму.

Чим менше кобальту в твердому сплаві, тим більше його крихкість, і тим більше тверда фаза при перенесенні матеріалу електрода. Електроіскрове легування це нелінійний процес, який залежить від таких характеристик ЕІЛ, як величина і тривалість імпульсу, і розмір міжелектродного проміжку.

Таблиця 4.2.

Властивості легуючих матеріалів

Матеріал електроду	Основний склад, %	<i>HV30</i> кгс/мм ²	ρ , т/м ³	λ , Вт/(м•К)
T15K6	79WC-15TiC	1577	11,3	12,5
BK8	92WC 8Co	1478	14,6	5,02
BK6M	94WC-6Co	1360	14,8	4,80

Найбільш доцільним при ЕІЛ є використання електроду із сплаву Т15К6, що викликано його кращим нанесенням на легуючу поверхню деталі в цьому процесі, а також економічним виграшом за рахунок того, що його щільність (див. табл. 4.2) в 1,26 - 1,35 рази менша щільності твердих сплавів ВК8 і ВК6М.

Для визначення технологічних параметрів ЕІЛ обробки металів використовують наступні формули [51]:

- продуктивність обробки (мм³/хв)

$$Q = k \cdot C^{2/3} \cdot U^{3/2} \cdot I^{2/3}, \quad (4.6)$$

де k - коефіцієнт, величина якого залежить від електроерозійної оброблюваності матеріалу деталі, хімічного складу електрода інструменту, середовища, інтенсивності видалення продуктів ерозії із зони обробки; C – ємність; I - струм в робочому контурі; U - напруга між електродами;

- оптимальна питома потужність (кВт / мм²)

$$P_F = \frac{0,4 \cdot 10^{-2} \cdot I \cdot U}{F}, \quad (4.7)$$

де F - площа оброблюваної поверхні.

Час обробки (хв):

$$T_M = 7,5 \frac{I_{сер}}{R\gamma} \cdot h, \quad (4.8)$$

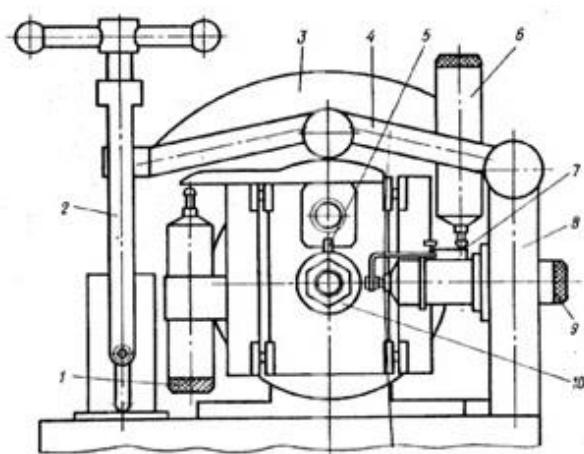
де h - припуск на обробку, $R\gamma$ - коефіцієнт оброблюваності.

4.3. Експериментальне дослідження зношування контактних поверхонь колеса та рейки

Дослідження процесу зношування проводилися на машині тертя М-22М (рис. 4.6) за схемою ролик - квадрат в умовах сухого тертя (рис. 4.7). В якості матеріалу зразків (рис.4) використовувалися сталь 65Г (HRC 35), з якої виготовляють

кранові колеса. В якості матеріалу контрзразка використовувалась сталь для виготовлення бандажів залізничних коліс (HRC 38-40). Зусилля навантаження на зразок складало 10 та 20 кг, кількість обертів контрзразка становила $n = 490$ 1/хв, в результаті чого швидкість ковзання контрзразка по зразку становила 1 м/с. Зразки досліджували при сухому терті на протязі 1 години, шлях тертя склав $L=3,60$ км.

Перед виконанням дослідження кожен зразок був зважений на лабораторних вагах ВЛР-200 з похибкою зважування 0,0001 г. Для визначення масового зносу після досліду зразки повторно зважувалися.



а)



б)

Рис. 4.6. Схема вузла тертя (а) та фотографія (б) машини М-22М: 1 - датчик вимірювання сумарного зношування пари тертя; 2 - механізм навантаження; 3 - кожух голівки тертя; 4 - важіль навантаження; 5 - контрзразок (колодочка); 6 - датчик вимірювання сили тертя; 7 - пружина вимірювання сили тертя; 8 - кронштейн важеля навантаження; 9 - датчик вимірювання зношування зразка (ролика); 10 - зразок-вал (ролик).

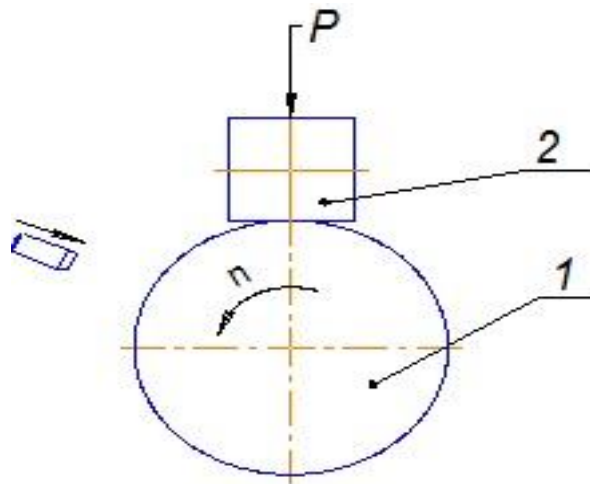


Рис. 4.7. Схема дослідження:

1 – контрзразок, 2 – зразок

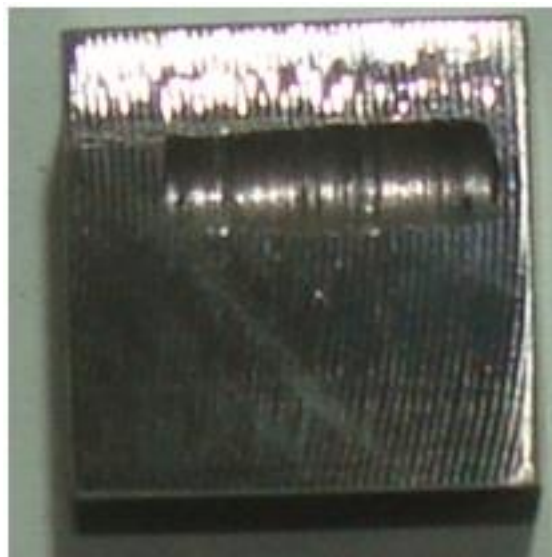


Рис. 4.8. Фотографія зразка після випробувань

Випробування на зношування проводилися на п'яти зразках. Після випробувань проводилось визначення ваги зразків на вагах ВЛГ-200, а також визначалось лінійне зношування за допомогою індикатора годинникового типу, що був закріплений в стійці, який показано на рис. 4.9. При вимірюванні отримані труби встановлювались на призму. Індикатор кріпився за вушко 5 до стержня 7, що був закріплений до стойки 3 хомутом 4 та затискним гвинтом 6 (рис. 4.10). Стойка 3 кріпилась до основи 1 на якій розміщується предметний стіл 2. Положення індикатора регулювалось за допомогою хомута 4 та гвинта 6.

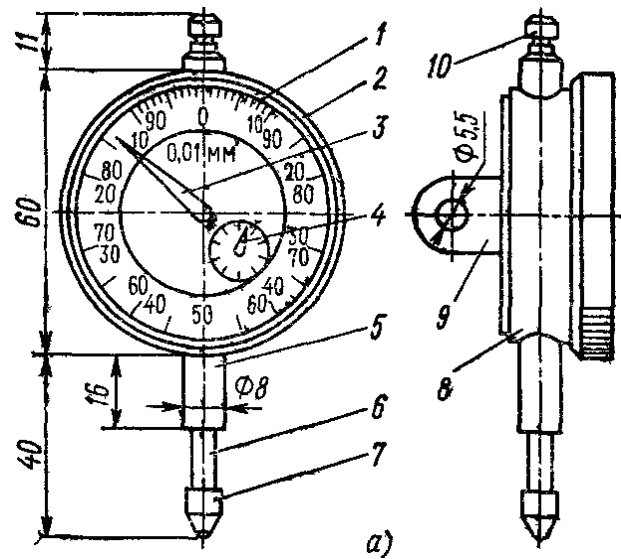


Рис. 4.9. Креслення індикатора часового типу: 1 – циферблат, 2 – ободок, 3 – стрілка, 4 – показник числа оборотів стрілки, 5 – гільза, 6 – вимірювальний стержень, 7 – наконечник, 8 – корпус, 9 – вушко, 10 – головка стержня

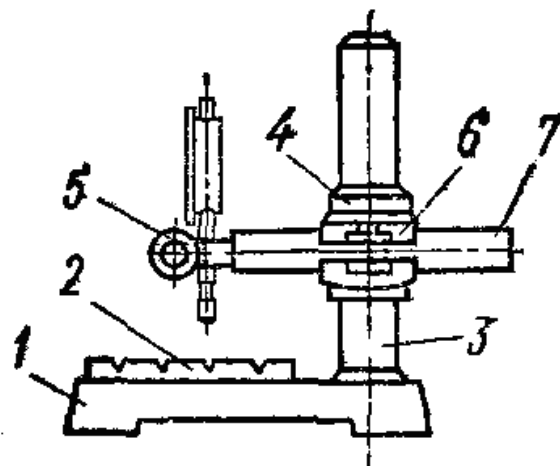


Рис. 4.10. Схема стойки для вимірювання

Всі основні результати дослідження зношування зразків були усереднені та занесені в таблицю 4.3.

Таблиця 4.3

Величина тиску на зразок, кг	10	20
Середня вага зразка до зношування G_0 , г	31,3908	31,4157
Середня вага зразка після зношування G , г	31,3569	31,3107
Середня величина масового зношування $\Delta G = G_0 - G$, г	0,0339	0,105
Середня величина лінійного зношування Δh	0,09	0,24
Інтенсивність зношування $I = \Delta h / L$, мм/км	0,025	0,067
Зносостійкість $I = 1/I$	40	15
Швидкість зношування $\gamma = \Delta h / t$, м/с	0,000025	0,000067

Для підвищення зносостійкості зразків було виконано ЕІЛ з нанесенням покриття із карбіду титану, в результаті чого поверхнева мікротвердість зразка, що показаний на рис. зросла до HV 1063. Далі виконувалося дослідження зносостійкості зміцнених ЕІЛ зразків на машині тертя М-22М з тими самими налаштуваннями, що й для не зміцнених.



Рис. 4.11. Фотографія зразка з нанесеним покриттям із карбіду титану.

В результаті були отримані хакаактеристики зношування зміцнених ЕІЛ зразків, які були усереднені та занесені в таблицю 4.4.

Таблиця 4.4

Величина тиску на зразок, кг	10	20
Середня вага зразка до зношування G_0 , г	31,3997	31,4021
Середня вага зразка після зношування G , г	31,3764	31,3211
Середня величина масового зношування $\Delta G = G_0 - G$, г	0,0233	0,081
Середня величина лінійного зношування Δh	0,049	0,14
Інтенсивність зношування $I = \Delta h / L$, мм/км	0,0137	0,039
Зносостійкість $I = 1/I$	72,6	25,6
Швидкість зношування $\gamma = \Delta h / t$, м/с	$1,36 \cdot 10^{-5}$	$3,9 \cdot 10^{-5}$

Як видно із табл.4.4.зносостійкість зміцнених зразків ЕІЛ збільшується на 50%. Таким чином застосуванням ЕІЛ можна підвищити зносостійкість коліс крану на 50%.

4.4. Підвищення зносостійкості поверхневого шару колеса за рахунок застосування технології комбінованої обробки ППД та ЕІЛ

Для підвищення зносостійкості кранових коліс можна застосовувати технологію яка базується на комбінації методів обробки ППД та ЕІЛ.

В загальному вигляді така технологія включає наступні етапи:

- підготовка деталей, що включає механічну обробку до кінцевих розмірів або до розмірів з припуском під шліфування;
- підготовка установки ЕІЛ до роботи, що включає підбір оптимальних струмів, електродів та їх матеріалів;
- підготовка установки для ППД, що включає підбір оптимального зусилля;
- нанесення покриття проводиться пошарово:

ППД- ЕІЛ-ППД-ЕІЛ -ППД

- робочий режим легування з контролем параметрів процесу та контролем сили притискання електроду;
- контрольні обміри деталі для визначення товщини отриманого покриття;
- остаточне шліфування деталі до отримання розмірів, потрібних відповідно до креслень.

Розроблена технологія здійснюється за допомогою спеціально розробленого устаткування, що показано на рис. 4.12. у вигляді тривимірної модель-схеми комплексу пристроїв для формування комбінованого зносостійкого покриття на деталях типу колесо або вал.

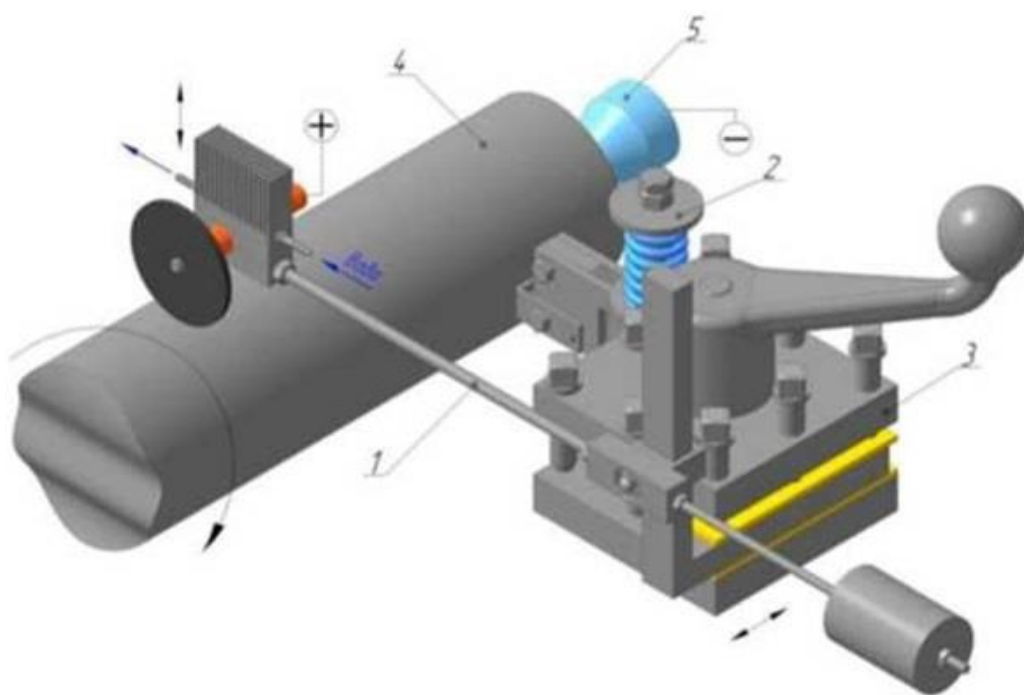


Рис. 4.12. Тривимірна модель-схема установки для формування комбінованого зносостійкого покриття: 1 - пристрій для ЕІЛ; 2 - пристрій для обкочування; 3 - супорт токарно-гвинторізного верстату; 4 - оброблювана деталь; 5 - центр з електричним контактом.

При багаторазовому повторному легуванні по технології: попереднє ППД обкочуванням кулькою - ЕІЛ твердим сплавом - ППД обкочуванням кулькою - ЕІЛ твердим сплавом - ППД обкочуванням кулькою виникають загартовані ділянки із багатшарової структури із загартованих та декілька разів перезагартованих об'ємів, в яких підвищений склад карбідів вольфраму та лінз.

При пластичному деформуванні поверхневого шару відбувається деформування, подрібнення та утворення вторинних структур, які складаються з перенесених карбідів та основного матеріалу.

Шляхом комбінованого процесу ППД та ЕІЛ в роботі було досягнуто підвищення зносостійкості загартованої сталі 45 (HV 337) в 5 разів шляхом дослідження на машині тертя М-22М при пробігу 22 км (рис. 4.13.).

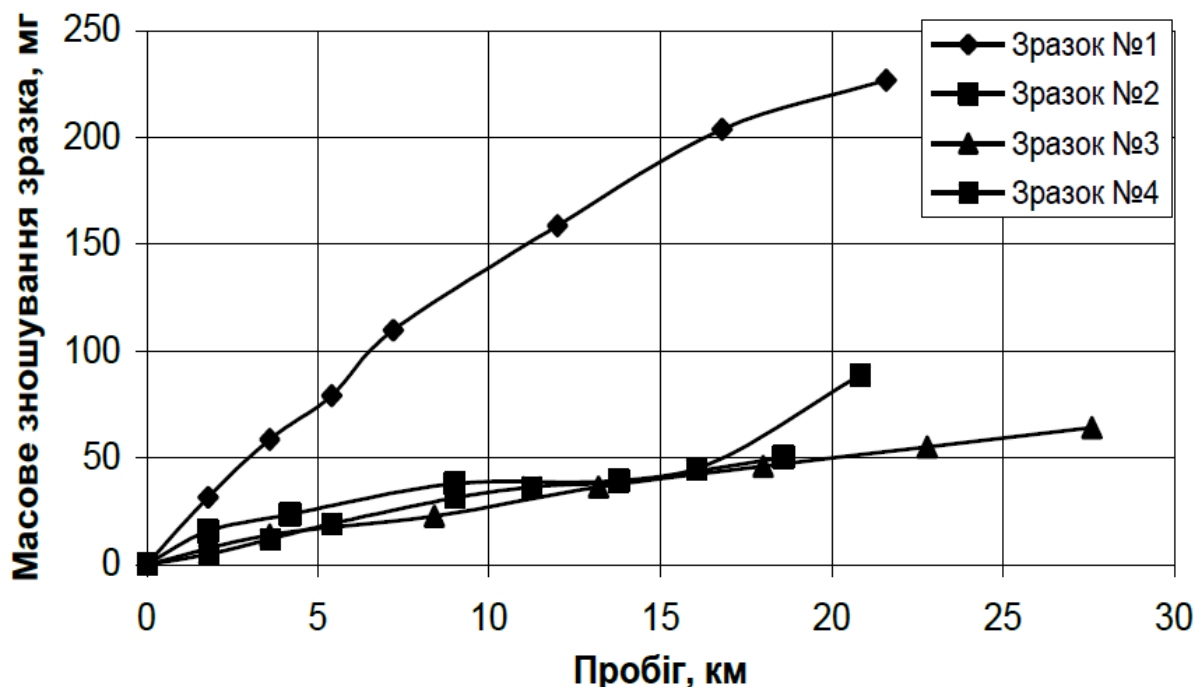


Рис. 4.13. Дослідження впливу комбінованого зміцнення (ЕІЛ та обкатування) на зносостійкість кільцевих зразків із сталі 45:

Зразок №1 - HV 420; обкатування роликом (1,6 кН, 4 переходи)

Зразок №2 - HV417; обкатування роликом (2,4 кН, 4 переходи) + обробка ЕІЛ механізоване (струм 5-6 А, 63 об/хв) + обкатування кулею (1,6 кН, 4 переходи)

Зразок №3 - HV 420; обкатування роликом (1,6 кН, 4 переходи) + обробка ЕІЛ механізоване (струм 7-8 А, 63 об/хв) + обкатування кулею (1,6 кН, 4 переходи)

Зразок №4 - HV 400; обкатування роликом (2,4 кН, 4 переходи) + обробка ЕІЛ механізоване + обкатування роликом (1,6 кН, 4 переходи).

Проводилися також дослідження на зносостійкість зразків зі сталі У7, що зміцнені комбінованими методами (ЕІЛ та обкатка роликом), в результаті чого

встановлено підвищення зносостійкості цих зразків. При пробігу 25 км зносостійкість легованого зразка була в 10,8 разів вища за зразок з аналогічного матеріалу без легування, при пробігу 50 км в 4,6 разів, при пробігу 80 км – в 2,7 рази (рис. 4.14.).

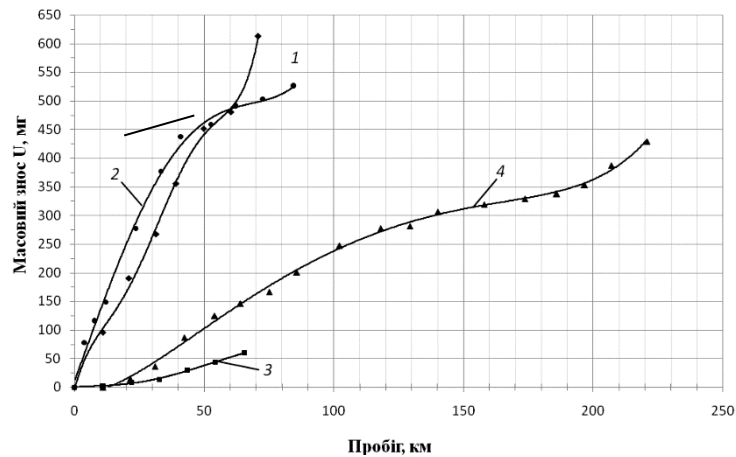


Рис. 4.14. – Залежність масового зношування зразків від пробігу при випробуванні: 1 – Сталь У7 (загарт. HRC 62..65, $N = 400$ Н); 2 – Сталь У7 (HB 220-240, $N = 400$ Н); 3 – Сталь У7+ЕІЛ+обкатка роликом ($N = 300$ Н); 4 – Сталь У7+ЕІЛ+обкатка роликом ($N = 400$ Н).

При обробці сталей оптимальним навантаженням під час обробки є 200...350 кг. Збільшення тиску на поверхню приводить до порушення цілісності металу на поверхні та виникненню лущення поверхні. Твердість деталей при обточуванні не повинна перевищувати 50 HRC. По запропонованій технології формується зміцнений поверхневий шар, твердість якого на поверхні досягає 1200 HV. Його припрацювання супроводжується полірувальним ефектом.

ВИСНОВКИ ПО ЧЕТВЕРТОМУ РОЗДІЛУ

1. Отримані графічні залежності впливу діаметрах коліс крана на швидкість їх зношування. Отримано залежність швидкості зношування від частоти обертів колеса.

2. Проведені експериментальні дослідження по визначенню величин зношування зразків із матеріалу Сталь 65Г, з яких виготовляють кранові колеса, поверхня яких була оброблена електроіскровим легуванням, та зразків без обробки поверхні. В результаті було встановлено підвищення зносостійкості оброблених зразків близько 50 %.

3. За рахунок застосування технології комбінованого поверхнево-пластичного деформування та електроіскрового зміцнення можна підвищити зносостійкість високовуглецевих сталей на 2,7 рази при їх пробігу 80 км під час експерименту на машині тертя. При пробігу 25 км зносостійкість легованого зразка була в 10,8 разів вища за зразок з аналогічного матеріалу без легування, при пробігу 50 км є вищою 4,6 разів.

4. При обробці сталей оптимальним навантаженням під час процесу обробки поверхнево-пластичним деформуванням є 200...350 кг.

РОЗДІЛ 5. ПРОЕКТУВАННЯ СКЛАДСЬКОГО КОМПЛЕКСУ ТАРНО-ШТУЧНИХ ВАНТАЖІВ З МОДЕРНІЗОВАНИМ МОСТОВИМ КРАНОМ-ШТАБЕЛЕРОМ

5.1. Проектування складського комплексу тарно-штучних вантажів.

Проведений аналіз впливу підвищення зносостійкості кранових коліс на економічні показники складського комплексу для зберігання та перевантаження тарно-штучних вантажів.

Проведемо розрахунок складського комплексу для зберігання тарно-штучних вантажів, автоматизовану роботу якого забезпечує мостовий кран штабелер.

Нехай річний вантажопотік складу складає $Q_p = 124,8$ тис. тон, в якому зберігаються вантажі - пакети масою $q_{\Pi} = 4$ т з терміном їх зберігання $t_{зб} = 2$ доби.

Тоді розрахунковий добовий вантажопотік складу:

$$Q_{p.p.p.(в.)}^{доб} = \frac{Q_p}{T_p} k_n = \frac{124800}{260} 1,2 = 576 \text{ т/добу}, \quad (5.1)$$

де T_p – число днів роботи складу (по прийому або відправленню), $T_p = 260$ днів;
 k_n - коефіцієнт нерівномірності прибуття-відправлення вантажу (приймаємо для тарно-штучних вантажів $k_n = 1,2$).

При перевезенні тарно-штучних вантажів пакетами добової вантажопотік можна розрахувати в пакетах:

$$n_{\Pi} = \frac{Q_{p.p.p.(в.)}^{доб}}{q_{\Pi}} = \frac{576}{4} = 144 \text{ шт/добу}, \quad (5.2)$$

Необхідна кількість залізничних вагонів (добовий вагонопотік), в яких надходить або відправляється вантаж:

$$N_b = \frac{n_{\Pi} \cdot q_{\Pi}}{q_b} = \frac{144 \cdot 4}{68} = 8 \text{ ваг./добу} \quad (5.3)$$

Частина вантажів, які не помістяться в вагони, буде перевезена автотранспортом. Кількість автотранспорту, що доставляє вантаж на склад або відправляє його зі складу, можна розрахувати за формулою:

$$N_a = \frac{n_a \cdot q_{\Pi} \cdot T_{\Pi}^a}{q_a \cdot T_p^a \cdot k_t} = \frac{8 \cdot 4 \cdot 1,2}{10 \cdot 8 \cdot 0,7} = 0,68 \text{ авт./добу}, \quad (5.4)$$

де q_a – вантажопідйомність автомобіля ($q_a = 10$ т); n_a – кількість пакетів вантажу, що будуть перевозитись в автомобілях, $n_a = n_{\text{п}} - n_{\text{в}} = 144 - 136 = 8$ пакетів, де $n_{\text{в}}$ – кількість вантажів, що перевозяться в вагонах; k_t – коефіцієнт використання автомобіля за часом, $k_t = 0,7$; $T_{\text{р}}^a$ – кількість робочих годин автомобіля за добу, $T_{\text{р}}^a = 8$ год; $T_{\text{ц}}^a$ – тривалість транспортного циклу автомобіля (від завантаження до розвантаження):

$$T_{\text{ц}}^a = \frac{l_a}{V_{\text{т}} \cdot \beta} + T_{\text{пр}} = \frac{50}{50 \cdot 0,9} + 0,1 = 1,2 \text{ год.} \quad (5.5)$$

де $T_{\text{пр}}$ – час простою автомобіля під вантажними операціями, $T_{\text{пр}} = 0,1$ год.; l_a – дальність перевезення, км ($l_a = 50$ км для внутрішньоміських поставок); $V_{\text{т}} = 50$ км/год – середня технічна швидкість автомобіля; β – коефіцієнт пробігу автомобіля, $\beta = 0,88 \dots 0,90$.

Приймаємо $N_a = 1$.

Добове число вагонів в одній подачі визначається за формулою:

$$N_{\text{в.п.}} = \frac{N_{\text{в}}}{z} = \frac{8}{4} = 2 \text{ ваг/под.} \quad (5.6)$$

де z – число подач вагонів на вантажний пункт за добу ($z = 2 \dots 5$).

Довжина фронту подачі вагонів:

$$L_{\text{ф.п.}} = N_{\text{в.п.}} \cdot l_{\text{в}} + a_{\text{м}} (\text{м}) = 2 \cdot 14,73 + 2 \approx 31 \text{ м,} \quad (5.7)$$

де $l_{\text{в}}$ – довжина залізничного вагона по автозчепу, (можна прийняти $l_{\text{в}} = 14,73$ м); $a_{\text{м}}$ – подовження фронту подачі вагонів для виконання маневрових робіт, $a_{\text{м}} = 1,5 \dots 2$ м.

Довжина фронту завантаження-вивантаження:

$$L_{\text{вн}} = \frac{1}{z_{\text{с}}} N_{\text{в.п.}} \cdot l_{\text{в}} + a_{\text{м}} \approx 9 \text{ м,} \quad (5.6)$$

де $z_{\text{с}}$ – число змін (перестановок) вагонів на вантажному фронті ($z_{\text{с}} = 1 \dots 2$).

Довжина фронту завантаження-розвантаження з боку автопід'їзду визначається габаритними розмірами обраного типу автомобіля та технології робіт по його завантаженні та розвантаженні.

При установці автомобіля до рампи складу торцем:

$$L_{\text{вн}}^a = k(b_a + S_{\text{т}}) + S_{\text{т}} = 2(2+1) + 1 = 7 (\text{м}), \quad (5.8)$$

де k - число вантажо-розвантажувальних постів, що утворюють фронт завантаження-розвантаження (дорівнює числу дверних прорізів з боку автотранспорту $k=2$; b_a - габаритна ширина автомобіля, $b_a = 2$ м; S_T - відстань між суміжними автомобілями, що забезпечує виїзд автомобіля при торцевій установці, $S_T = 1$ м.

Місткість складу з урахуванням терміну зберігання:

$$V = n_{\Pi} \cdot t_{36} = 144 \cdot 2 = 288 \text{ (пакетів)}. \quad (5.9)$$

Місткість однієї секції стелажа:

$$\Delta V = Z_l \cdot Z_h \cdot Z_b = 72 \text{ пакета} \quad (5.10)$$

де Z_l , Z_h , Z_b - кількість комірок стелажа по довжині, висоті та ширині (кількість комірок по ширині приймаємо $Z_b = 1$, кількість комірок стелажів по довжині $Z_l = 12$ і висоті $Z_h = 6$).

Кількість стелажів

$$N_{\text{ст}} = \frac{V}{\Delta V} = \frac{288}{72} = 4 \quad (5.11)$$

Розміри стелажа:

- довжина стелажа

$$L_{\text{ст}} = A_z \cdot Z_l = 16800 \text{ мм} = 16,8 \text{ м}; \quad (5.12)$$

- ширина стелажа

$$B_{\text{ст}} = B_z = 1000 \text{ мм} = 1 \text{ м}; \quad (5.13)$$

- висота стелажа

$$H_{\text{ст}} = H_z \cdot Z_h = 600 \cdot 6 = 3600 \text{ мм} = 3,6 \text{ м},$$

де A_z - довжина елементарної комірки стелажа, $A_z = l_{\text{під}} + 200 \dots 300 \text{ мм} = 1200 + 200 = 1400 \text{ мм}$; B_z - ширина елементарної комірки стелажа, $B_z = b_{\text{під}} + 100 \dots 200 \text{ мм} = 800 + 200 = 1000 \text{ мм}$; H_z - висота елементарної комірки стелажа; $H_z = h_{\text{пак}} + 100 \dots 200 \text{ мм} = 500 + 100 = 600 \text{ мм}$.

Ширина площадки, що зайнята стелажми:

$$B = N_{\text{ст}} \cdot B_{\text{ст}} + B_{\text{пр}} \cdot n_{\text{пр}} = 4 \cdot 1 + 1,5 \cdot 2 = 7 \text{ м}, \quad (5.14)$$

де $B_{\text{пр}}$ – ширина проїзду між стелажми, $B_{\text{пр}} = b_{\text{під}} + 200 \text{ мм} = 1300 + 200 = 1500 \text{ мм}$; $n_{\text{пр}}$ – кількість проїздів між стелажми, $n_{\text{пр}} = \frac{N_{\text{ст}}}{2} = \frac{4}{2} = 2$.

Довжина майданчика:

$$L = L_{\text{ст}} = 16,8 \text{ м} \quad (5.15)$$

Площа майданчика, зайнятого стелажми:

$$S = L \cdot B = 16,8 \cdot 7 = 117,6 \text{ м}^2 \quad (5.16)$$

Для переміщення тарно-штучних вантажів від вагонів та автомобілів використовуються навантажувачі вантажопідйомністю $G_{\text{м}} = 5 \text{ т}$ із швидкістю руху $V = 8 \text{ м/с}$, швидкістю підйому опусканню вантажу $V_{\text{п}} = 0,15 \text{ м/с}$, прискоренню при розгоні $a = 0,3 \text{ м/с}^2$.

Їх технічну продуктивність можна порахувати за формулою:

$$P_{\text{т}} = \frac{3600}{T_{\text{ц}}} G_{\text{м}} \text{ т/год}, \quad (5.17)$$

де $G_{\text{м}}$ – вантажопідйомність машини, т; $T_{\text{ц}}$ – тривалість часу циклу, с.

Для навантажувача час циклу:

$$T_{\text{ц}} = t_{\text{р}} + t'_{\text{р}} + t_{\text{під}} + t'_{\text{під}} + t_{\text{оп}} + t'_{\text{оп}} + t_{\text{пов}} + t_{\text{доп}}, \quad (5.18)$$

де $t_{\text{р}}$, $t'_{\text{р}}$ – час, що витрачається навантажувачем на поздовжні і поперечні пересування по складу з вантажем і без вантажу, $t_{\text{р}} \approx t'_{\text{р}}$, с; $t_{\text{під}}$, $t'_{\text{під}}$ – час, що витрачається на підйом каретки навантажувача з вантажем і без вантажу, $t_{\text{під}} \approx t'_{\text{під}}$, с; $t_{\text{оп}}$, $t'_{\text{оп}}$ – час, що витрачається на опускання каретки з вантажем і без вантажу, $t_{\text{оп}} \approx t'_{\text{оп}} \approx t_{\text{під}}$, с; $t_{\text{пов}}$ – час, що витрачається на повороти навантажувача, можна прийняти $t_{\text{пов}} = 30 \text{ с}$; $t_{\text{доп}}$ – час, що витрачається на допоміжні операції, приймаємо $t_{\text{доп}} = 60 \text{ с}$.

$$t_{\text{р}} = \frac{l}{V} + \frac{V}{2a} = \frac{8,37}{8} + \frac{8}{2 \cdot 0,3} = 14,37 \text{ с}, \quad (5.19)$$

де l – довжина робочого плеча, $l = 8,37 \text{ м}$.

$$t_{\text{під}} = \frac{H_{\text{ср}}}{V_{\text{п}}} = \frac{1,6}{0,15} = 10,7 \text{ с}, \quad (5.20)$$

де H_{cp} – середня висота підйому вантажу, $H_{cp} = \frac{H+h}{2} = 1,6$ м, тут H – максимальна висота підйому вантажу ($H=3$ м), h – мінімальна висота підйому вантажу ($h=0,2$ м).

Тоді згідно формули 5.18

$$T_{ц} = 2 \cdot 14,37 + 4 \cdot 10,7 + 30 + 60 = 161,5 \text{ с}$$

Відповідно технічна продуктивність:

$$P_T = \frac{3600}{T_{ц}} G_M = \frac{3600}{161,5} 5 = 111,45 \text{ т/год.}$$

Експлуатаційна продуктивність навантажувача:

$$P_e = P_T \cdot k_B \cdot k_{BH} = 111,45 \cdot 0,8 \cdot 0,8 = 71,33 \text{ т/год} \quad (5.21)$$

де k_B – коефіцієнт використання по часу, $k_B = 0,8$; k_{BH} – коефіцієнт використання машини по вантажопідйомності, $k_{BH} = \frac{q_{п}}{G_M} = \frac{4}{5} = 0,8$.

Змінна продуктивність:

$$P_{зм} = P_e \cdot t_{зм} = 71,33 \cdot 8 = 570,6 \text{ т/зміну} \quad (5.22)$$

де $t_{зм}$ – тривалість зміни, $t_{зм} = 8$ год.

Об'єм механізованої переробки вантажу:

$$Q_M = Q_{р.пр.(в.)}^{доб} \cdot k_{п} + 2Q_{р.пр.(в.)}^{доб} (1 - k_{п}) = 576 \cdot 0,2 + 2 \cdot 576 \cdot 0,8 = 1036,8 \text{ т,} \quad (5.23)$$

де $k_{п}$ – коефіцієнт перевантаження вантажу, $k_{п} = 0,2$.

Кількість навантажувачів:

$$M_M = \frac{365 Q_M}{P_{зм} \cdot m_{зм} \cdot (365 - t_p)} = \frac{365 \cdot 1036,8}{570,6 \cdot 1 \cdot 345} = 1,9, \quad (5.24)$$

де $m_{зм} = 1$ – кількість змін; t_p – час знаходження машини в ремонті і зміни батареї протягом року, $t_p = 20$ днів.

В результаті приймаємо, що кількість навантажувачів $M_M = 2$.

Робочий цикл мостового крана-штабелера:

$$t_{ц}^K = \frac{l_B}{V_B} + \frac{l_M}{V_M} + \frac{V_B}{a_B} + \frac{V_M}{a_M} + \Delta t = \frac{1,17}{0,7} + \frac{9,8}{1,4} + \frac{0,7}{0,3} + \frac{1,17}{0,3} + 45 = 59,9 \text{ с,} \quad (5.25)$$

де l_B – середня довжина переміщення візка крана штабелера,

$l_B = \frac{l_B^{max}}{3} = \frac{3,5}{3} = 1,17$ м; l_M – середня довжина переміщення мосту, $l_M = \frac{L_{ст}}{2} + x_a =$

$\frac{16,8}{2} + 1,4 = 9,8$ м, $x_a = 1,4$ м – відстань від місця завантаження до першої комірки стелажа; V_B - швидкість переміщення візка, $V_B = 0,7$ м/с; V_M - швидкість пересування крана, $V_p = 1,4$ м/с; a_B – прискорення при розгоні візка, $a_B = 0,3$ м/с²; a_M - прискорення при розгоні мосту, $a_M = 0,3$ м/с², Δt – додатковий час, $\Delta t = 45$ с.

Технічну продуктивність крана-штабелера визначимо за формулою:

$$P_{\text{тех}} = q_{\text{п}} \cdot C = 4 \cdot 66,78 = 267,12, \text{ т/год} \quad (5.26)$$

де C - число циклів, яке машина робить за 1 годину:

$$C = \frac{3600}{\gamma \cdot t_{\text{ц}}^{\text{к}}} = \frac{3600}{0,9 \cdot 59,9} = 66,78, \text{ 1/год} \quad (5.27)$$

де γ – коефіцієнт суміщення операцій, $\gamma = 0,9$.

Експлуатаційна та змінна продуктивність:

$$P_e = P_{\text{т}} \cdot k_B = 267,12 \cdot 0,9 = 240,4 \text{ т/год},$$

де $k_B = 0,9$ – коефіцієнт використання крану по часу.

$$P_{\text{зм}} = P_e \cdot t_{\text{зм}} = 240,4 \cdot 8 = 1923,2 \text{ т/змін.}$$

Після цього виконують перевірку на необхідну кількість машин по виконанню вантажних операцій:

$$N_{\text{к.ш.}} = \frac{365 \cdot Q_M}{P_{\text{зм}} \cdot m_{\text{зм}} \cdot (365 - t_p)} = \frac{365 \cdot 921,6}{1923,2 \cdot 1 \cdot 345} = 0,5,$$

де Q_M - об'єм механізованої переробки вантажу, $Q_M = 2(1 - k_{\text{п}})Q_{\text{р.пр.}(в.)}^{\text{доб}} = 2(1 - 0,2) \cdot 576 = 921,6$ т; $m_{\text{зм}} = 1$ - кількість змін; t_p - час знаходження машини в ремонті і зміни батареї протягом року, $t_p = 50$ днів.

Приймаємо, що на складі працюватиме один мостовий кран-штабелер.

Накопичувачі вантажу – площадки тимчасового зберігання вантажів звідки за допомогою кранів-штабелерів відбувається переміщення вантажів в зону основного зберігання.

Місткість одного накопичувача прийому вантажу:

$$A_{\text{н.п.}} = k_3 \cdot \frac{t_{\text{под. max}}}{N_{\text{н}}} / t_{\text{р. спож.}} = 1,5 \cdot \frac{161,5}{2} / 59,9 = 2 \text{ шт. пакетів}, \quad (5.28)$$

де $t_{\text{под. max}}$ – максимальна пауза подачі вантажів, $t_{\text{под. max}} = T_{\text{ц}}$ (цикл роботи навантажувача); $t_{\text{р. спож.}}$ – час споживання вантажів, $t_{\text{под. max}} = t_{\text{ц}}^{\text{к}}$ (час циклу

крана-штабелера); N_H – кількість навантажувачів, що обслуговують склад; k_3 – коефіцієнт запасу, $k_3=1,5$.

Розміри накопичувачів прийому приймаємо такими, щоб на них розміщувалась розрахована кількість пакетів.

На рис. 5.1. показано склад для зберігання тарно-штучних вантажів.

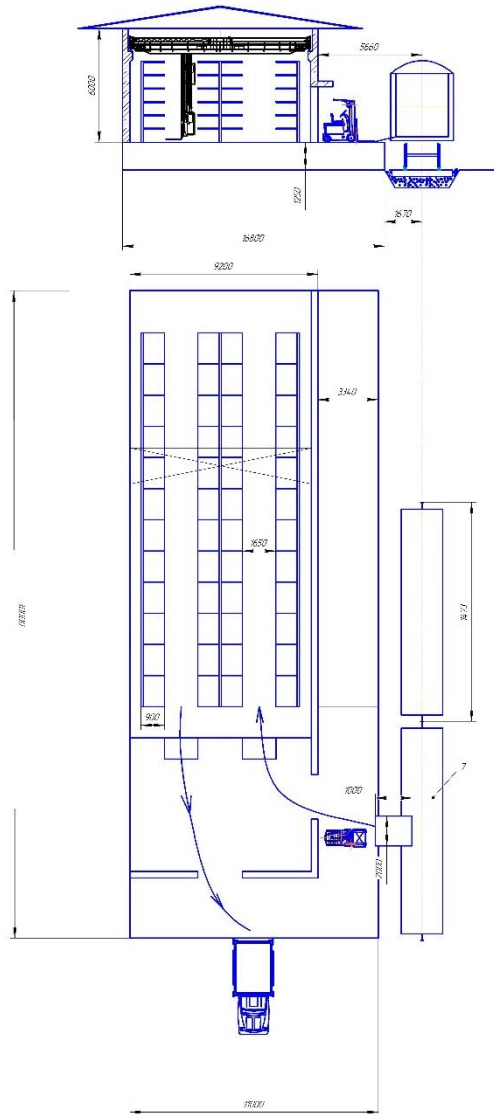


Рис. 5.1. Склад для зберігання тарно-штучних вантажів

5.2. Розрахунок та проектування механізму пересування крану з безреборовими колесами.

Оскільки найбільш схильною до зношування в кранових колесах є реборда то бажано розробляти таку конструкцію механізмів переміщення крану, яка дозволить від неї відмовитись.

Для того, щоб забезпечити безпечну роботу крану без його сходу з рейок при застосуванні безребордових коліс кран додатково направляється спеціальними роликами.

Нижче проведений розрахунок та проектування механізму переміщення крану з безребордовими колесами, що працюватиме на складі, який розраховувався в пункті 5.1 даної роботи.

Під час пересування крана з номінальним вантажем Q в період усталеного руху сила опору:

$$\begin{aligned} W_{\text{ст}} &= (G + G_K) \left(\frac{fd + 2k}{D_k} k_p + \alpha_y \right) = \\ &= (44145 + 126549) \left(\frac{0,015 \cdot 0,09 + 2 \cdot 6 \cdot 10^{-4}}{0,55} \cdot 1,5 + 0,001 \right) = 1358 \text{ Н} \end{aligned} \quad (5.29)$$

де $G_K = Qg = 12900 \cdot 9,81 = 126549 \text{ Н}$ – вага крана

Загальний опір у період пуску крана з номінальним вантажем з урахуванням інерційних сил

$$W_{\text{заг}} = W_{\text{ст}} + (1,1 \dots 1,3)(Q + Q_K)a = 1358 + 1,2(4500 + 12900) \cdot 0,2 = 5534 \text{ Н}$$

Потужність електродвигуна визначаємо із урахуванням сил інерції, які часто відіграють головну роль в пусковий період. Отже,

$$P_p = \frac{W_{\text{заг}} v_3}{10^3 \eta_m \psi_{\text{ср}}} = \frac{5534 \cdot 1,5}{10^3 \cdot 0,85 \cdot 1,6} = 6,1 \text{ кВт}$$

Потужність одного двигуна роздільного приводу

$$P_{p1} = (0,5 \dots 0,6)P_p = 0,55 \cdot 6,1 = 3,4 \text{ кВт}$$

За каталогом обираємо асинхронний електродвигун типу МТФ 111- 6 з фазовим ротором: потужність двигуна $P = 4,1 \text{ кВт}$, $M_H = 41,8 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $M_{\text{max}} = 85,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$, $n = 870 \frac{\text{об}}{\text{хв}}$,

Найнесприятливіший розгін ненавантаженого крана реалізується тоді, коли візок розміщується на мосту в крайньому положенні біля кабіни — опора В (рис. 2.37). Тоді колеса лівої опори А сприйматимуть найменші навантаження, тому для них треба забезпечити умови руху без буксування під час пуску. Сили, якими навантажені ходові колеса опор А і В:

$$R_B = \frac{\frac{L}{2} \cdot G_M + (L - l_k)G_{кб} + (L - l_1)G_B}{L} =$$

$$= \frac{4 \cdot 75537 + 5,75 \cdot 19620 + 6,5 \cdot 31392}{8} = 77376 \text{ Н};$$

$$R_A = \frac{\frac{L}{2} \cdot G_M + l_k G_{кб} + l_1 G_B}{L} = \frac{4 \cdot 75537 + 2,25 \cdot 19620 + 1,5 \cdot 31392}{8} =$$

$$= 49173 \text{ Н};$$

де $G_M = 75537 \text{ Н}$ — вага моста (7700кг); $G_B = 31392 \text{ Н}$ — вага крана — нового візка (3200кг); $G_{кб} = 19620 \text{ Н}$ — вага кабіни (2000кг).

Частота обертання ходових коліс крана

$$n_k = \frac{60v_3}{\pi D_K} = \frac{60 \cdot 1,5}{3,14 \cdot 0,5} = 57,1 \text{ об/хв}$$

Розрахункове передатне число редуктора

$$u_p = \frac{n}{n_k} = \frac{870}{57,1} = 15,2$$

Розрахункова потужність, яку передає один редуктор під час усталеного руху крана з номінальним вантажем,

$$P_{ред.} = k_p' P_{ст} = 2,25 \cdot 1,44 = 3,24 \text{ кВт}$$

де $P_{ст}$ — потужність, яку розвиває один двигун :

$$P_{ст} = 0,55 \frac{1358 \cdot 1,5}{1000 \cdot 0,85} = 1,44 \text{ кВт}$$

За каталогом обираємо редуктори типу Ц2-250-16,3-1Ц.

Фактична частота обертання ходових коліс :

$$n_{к.ф.} = \frac{n}{u_{п.ф.}} = \frac{870}{16,3} = 53,4 \text{ об/хв}$$

Фактична швидкість руху крана з номінальним вантажем :

$$v_{3\phi} = \frac{\pi D_k n_{k.\phi}}{60} = \frac{3,14 \cdot 0,5 \cdot 53,4}{60} = 1,4 \text{ м/с}$$

Із умови обмеження прискорення в пусковий період допустима три- валість пуску привідних механізмів :

$$t_{п.н.} = \frac{v_{3\phi}}{[a]} = \frac{1,4}{0,2} = 7 \text{ с.}$$

Зведений до вала двигуна статичний момент опору пересуванню ме- ханізму приводу опори А при ненавантаженому крані :

$$M_{ст.п.н} = \frac{W_{ст} D_k}{2 u_p \eta_m} = \frac{400 \cdot 0,5}{2 \cdot 16,3 \cdot 0,81} = 7,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Зведений до вала двигуна момент інерції рухомих мас, віднесених до механізму приводу опори А, для ненавантаженого крана

$$I_{зв} = \delta \left(I_p + \sum I_m \right) + \frac{m_A R_K^2}{u_p^2 \eta_m} = 1,2(0,04875 + 0,053) + \frac{5012 \cdot 0,25^2}{16,3^2 \cdot 0,81} =$$

$$= 1,58 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Середній пусковий момент двигуна :

$$M_{п.ср} = \frac{M_{п.max} + M_{п.min}}{2} = \frac{85,4 + 1,1 \cdot 41,8}{2} = 65,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Пусковий моменти двигуна механізму пересування, встановленого біля опори В :

$$M_{п.ср} = \frac{I_{зв} \omega}{t_{п}} + M_{ст.п.} = \frac{3,82 \cdot 91,1}{7} + 22,7 = 72,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

Тривалість пуску двигуна механізму пересування, встановленого біля опори В, в період пуску ненавантаженого крана ($Q=0$) визначаємо за умови, що цей двигун розвиває такий середній пусковий момент, як і при пуску крана з номінальним вантажем Q , тобто $M_{п.ср} = 72,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$ Отже :

$$t_{п} = \frac{I_{зв} \omega}{M_{п.ср} - M_{ст}} = \frac{2,41 \cdot 91,1}{72,4 - 14,3} = 3,78 \text{ с}$$

Прискорення під час розганяння ненавантаженого крана :

$$a = \frac{v_{3\phi}}{t_{п}} = \frac{1,4}{3,78} = 0,37 \text{ м/с}^2$$

Щоб забезпечити необхідний запас зчеплення $k_{зч} = 1,2$ під час розгону ненавантаженого крана, треба, щоб прискорення в цей період не перевищувало :

$$a_{п.мах} = \left[\frac{z_{пр}}{z_K} \left(\frac{\varphi}{k_{зч}} + \frac{fd}{D_K} \right) - \frac{fd + 2k}{D_K} k_p \right] g =$$

$$= \left[\frac{2}{4} \left(\frac{0,2}{1,2} + \frac{0,015 \cdot 0,11 + 2 \cdot 6 \cdot 10^{-4}}{0,5} \right) 1,5 \right] \cdot 9,81 = 0,78 \text{ м/с}^2$$

У нашому розрахунку :

$$[a] = 0,37 \frac{\text{м}}{\text{с}^2} < a_{п.мах} = 0,78 \text{ м/с}^2$$

Фактичний запас зчеплення ведучих коліс з рейками:

$$k_{зч} = \frac{G_{зч} \varphi}{W_{ст} + G_K \left(\frac{v_{3ф}}{t_{пг}} - \frac{z_{пр}}{z_K} f \frac{d}{D_K} \right)} = \frac{63275 \cdot 0,2}{1358 + 126549 \left(\frac{1,4}{3,78 \cdot 9,81} - 0,015 \frac{0,11}{0,5} \right)}$$

$$= 2,19 > 1,2$$

де $G_{зч} = \frac{z_{пр}}{z_K} G_K = \frac{2}{4} 126549 = 63275 \text{ Н.}$

Умови збереження лінійності руху в період пуску виконано.

Середня тривалість пуску за робочий цикл привідного механізму, встановленого біля опори В:

$$t_{п} = \frac{3 \cdot 7 + 5 \cdot 3,78}{8} = 4,99 \text{ с.}$$

Тривалість робочої операції пересування моста:

$$t_p = \frac{L_p}{v_{3ф}} = \frac{8}{1,4} = 5,72 \text{ с.}$$

де L_p — середній робочий шлях крана.

При $\frac{t_{п}}{t_p} = \frac{5,72}{4,29} = 0,87$ коефіцієнт $\gamma = \frac{P_e}{P_H} = 1,67$, звідки:

$$P_e = \gamma P_H = 1,52 \cdot 3,9 = 5,93 \text{ кВт,}$$

де P_H — потужність двигуна, встановленого біля опори В, в період усталеного руху:

$$P_H = \frac{W_{стВ} v_{3ф}}{10^3 \eta_m} = \frac{1256 \cdot 1,4}{10^3 \cdot 0,85} = 2,1 \text{ кВт}$$

Для режиму роботи 4-ї групи еквівалентна потужність:

$$P_{e25} = KP_e = 0,75 \cdot 3,51 = 2,63 \text{ кВт},$$

що задовольняє умови нагрівання.

Із умови запобігання юзу привідних коліс ($k_{зч} \geq 1,2$) під час гальмування ненавантаженого крана максимально допустиме прискорення привідного механізму, встановленого біля опори А:

$$\begin{aligned} a_{\Gamma} &= \left[\frac{z_{\text{пр}}}{z_K} \left(\frac{\varphi}{1,2} - \frac{fd}{D_K} \right) + \frac{fd + 2k}{D_K} \right] g = \\ &= \left[\frac{2}{4} \left(\frac{0,2}{1,2} - \frac{0,015 \cdot 0,11}{0,5} \right) + \frac{0,015 \cdot 0,11 + 2 \cdot 6 \cdot 10^{-4}}{0,5} \right] \cdot 9,81 = \\ &= 0,86 \text{ м/с}^2 \end{aligned}$$

З умови дотримання максимально допустимого прискорення тривалість гальмування приводу, встановленого біля опори А:

$$t_{\Gamma} = \frac{v_{3\phi}}{a_{\Gamma}} = \frac{1,4}{0,86} = 1,63 \text{ с.}$$

Допустимий шлях гальмування:

$$S_{\Gamma} = \frac{v_{3\phi}^2}{5400} = \frac{84^2}{5400} = 1,31 \text{ м.}$$

де $v_{3\phi}^2 = 84 \frac{\text{м}}{\text{хв}}$ — швидкість пересування крана.

Мінімально допустима тривалість гальмування:

$$t_{\Gamma} = \frac{2S_{\Gamma}}{v_{3\phi}} = \frac{2 \cdot 1,31}{1,4} = 1,87 \text{ с.}$$

Для екстреного гальмування (у разі вимкнення електроенергії) визначаємо гальмівний момент і вибираємо гальма. Зведений до вала двигуна привідного механізму, встановленого біля опори А, статичний момент сил опору пересуванню під час гальмування ненавантаженого крана:

$$M_{\text{ст.г.н.}} = \frac{W_{\text{ст.г.н.}} D_K}{2u_p \eta_m} = \frac{280,3 \cdot 0,5}{2 \cdot 16,3 \cdot 0,81} = 5,3 \text{ Н} \cdot \text{м},$$

де

$$W_{\text{ст.г.н.}} = R_A \frac{fd + 2k}{D_K} - \alpha_y = 49173 \frac{0,015 \cdot 0,11 + 2 \cdot 6 \cdot 10^{-4}}{0,5} - 0,001 = 280,3 \text{ Н};$$

$$I_{\text{зв.г.н.}} = \delta(I_p + \sum I_M) + \frac{m_A R_K^2}{u_p \eta_M} = 0,2016 + \frac{5012 \cdot 0,25^2}{16,3^2 \cdot 0,81} = 1,66 \text{ кг} \cdot \text{м}^2$$

Гальмівний момент на валу двигуна:

$$M_{\Gamma} = -I_{\text{зв.г.н.}} \frac{\omega}{t_{\Gamma}} + M_{\text{ст.г.н.}} = -\frac{1,66 \cdot 91,1}{1,87} + 5,3 = 75,6 \text{ Н} \cdot \text{м}$$

За значенням цього моменту вибираємо колодкові гальма типу ТТ-160 з електрогідроприводом. Найбільший гальмівний момент гальма 160 Н · м. Гальмо регулюємо на розрахунковий гальмівний момент.

Механізм з роздільним приводом можна замінити еквівалентною дво-масовою фізичною моделлю, в якій одна з мас представлена моментом інерції I_1 — сумарним моментом інерції ротора і муфти на швидкохідному валу, а друга — моментом інерції I_2 — зведеним до швидкохідного вала моментом інерції мас приводу і крана з обертальним та поступальним рухом. Маса з'єднані пружними зв'язками (валами, муфтами) із зведеною крутильною жорсткістю C_{φ} .

Максимальний момент у пружному зв'язку в пусковий період:

$$\begin{aligned} M_{\text{д.мах}} &= M_{\text{ст}} + 2(M_{\text{п.мах}} - M_{\text{ст}}) \frac{I_2}{I_1 + I_2} = 22,7 + 2 \cdot (85,4 - 22,7) \frac{3,53}{0,248 + 3,53} \\ &= 139,9 \text{ Н} \cdot \text{м} \end{aligned}$$

де $M_{\text{п.мах}} = 85,4 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — максимальний пусковий момент електродвигуна; $M_{\text{ст}} = 22,7 \text{ Н} \cdot \text{м}$ — статичний момент опору пересуванню крана, зведений до вала двигуна в більш несприятливому випадку (для привідного механізму, встановленого біля опори В).

Моменти інерції мас:

$$\begin{aligned} I_1 &= I_p + \sum I_M = 0,195 + 0,053 = 0,248 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \\ I_2 &= 0,2 \left(I_p + \sum I_M \right) + \frac{m_B R_K^2}{u_p \eta_M} = 0,2(0,195 + 0,053) + \frac{12700 \cdot 0,25^2}{16,3^2 \cdot 0,85} = \\ &= 3,53 \text{ кг} \cdot \text{м}^2 \end{aligned}$$

Коефіцієнт динамічності:

$$k_d = \frac{M_{д.мах}}{M_{ст}} = \frac{139,9}{22,7} = 6,17$$

Як показують розрахунки, в механізмах пересування коефіцієнт динамічності досить великий, набагато більший, ніж у підймальних механізмах. Це слід враховувати в розрахунках деталей механізмів пересування на міцність і витривалість (на втому) матеріалу.

Ходові колеса крана — дворобордні, з циліндричним ободом, матеріал — сталь 65Г з твердістю поверхні кочення НВ 320...350. Для коліс з поверхнею кочення 100 мм завширшки вибираємо рейку типу КР70 із закругленою головкою радіусом $R_1 = 0,4$ м.

Розрахункова сила, що діє на одне колесо:

$$F_p = k_1 \gamma \frac{F_{Вмах}}{2} = 1,1 \cdot 0,88 \frac{77376}{2} = 37450 \text{ Н}$$

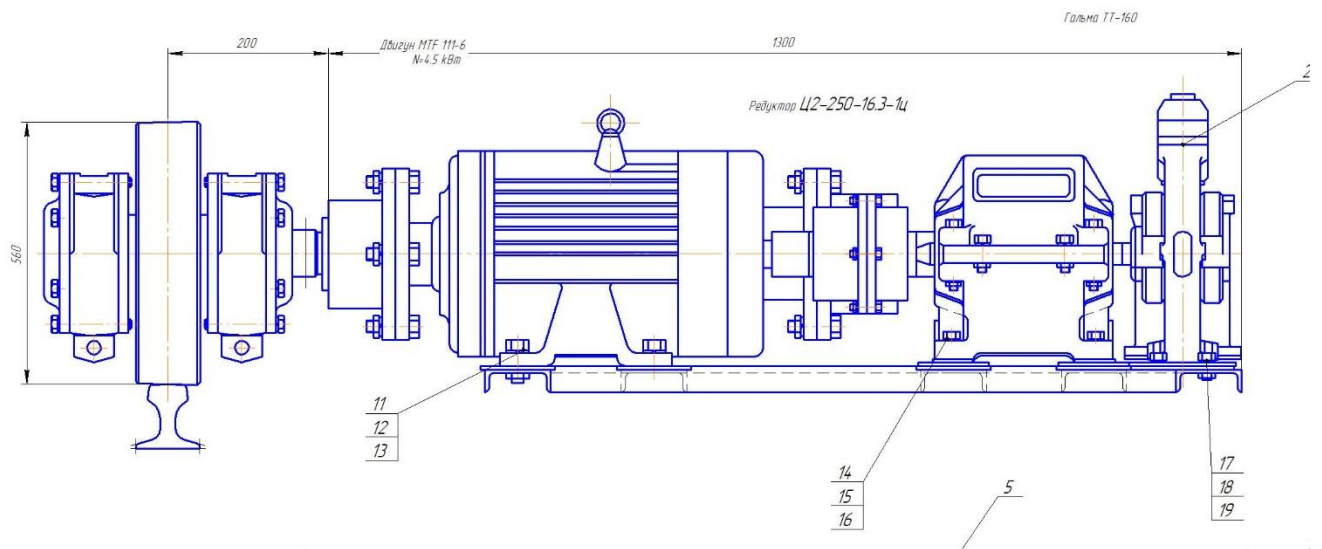
$$\text{де } k_1 = 1,2 \text{ (з таблиці для 4 режиму роботи); } \gamma = 0,88 \text{ тому що: } \frac{G}{G_0} = \frac{44145}{126549} = 0,35$$

Визначаємо місцеве контактне напруження зминання в разі точкового контакту:

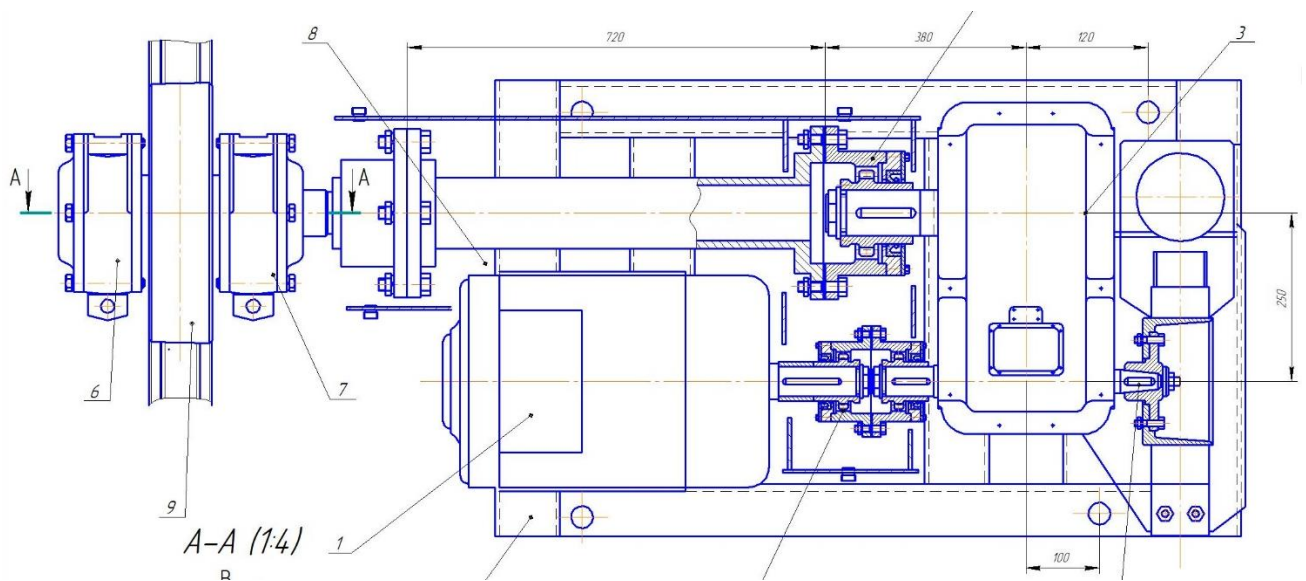
$$\sigma_{зм} = m \sqrt[3]{\frac{F_p E_{зв}^2}{R_{мах}^2}} = 0,46 \sqrt[3]{\frac{37450(2 \cdot 10^{11})^2}{0,4^2}} = 0,97 \cdot 10^9 \leq [\sigma_{зм}] = 2,158 \cdot 10^9 \text{ Па}$$

$$\text{де } m = 0,46 \text{ для } \frac{R_K}{R_1} = \frac{0,25}{0,4} = 0,625.$$

На основі вищенаведеного розрахунку було спроектовано механізм переміщення крану із безробордовими колесами, що зображений на рис.



а)



б)

Рис. 5.2. Механізм переміщення крану з безребордним колесом:

а та б – головні види.

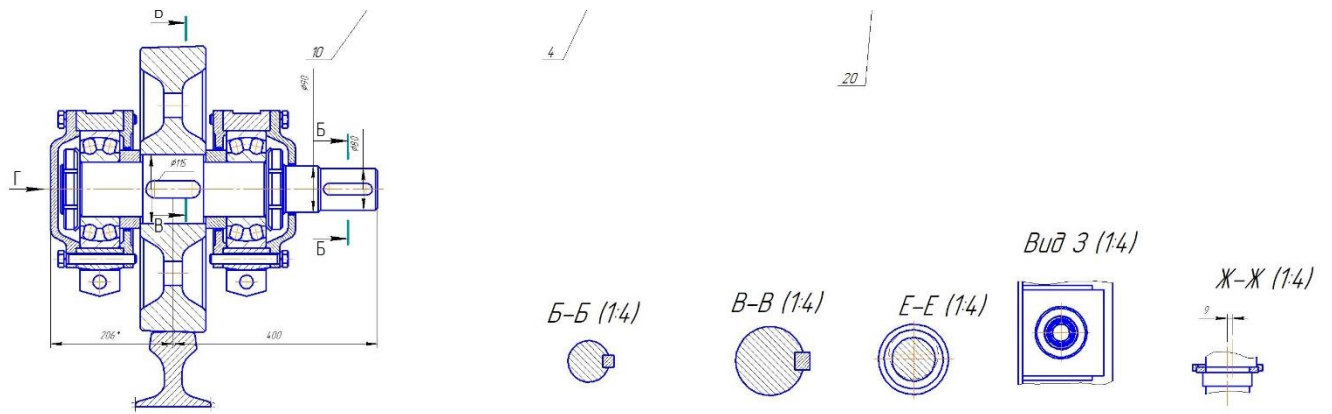


Рис. 5.3. Перерізи механізм переміщення крану з безребордним колесом

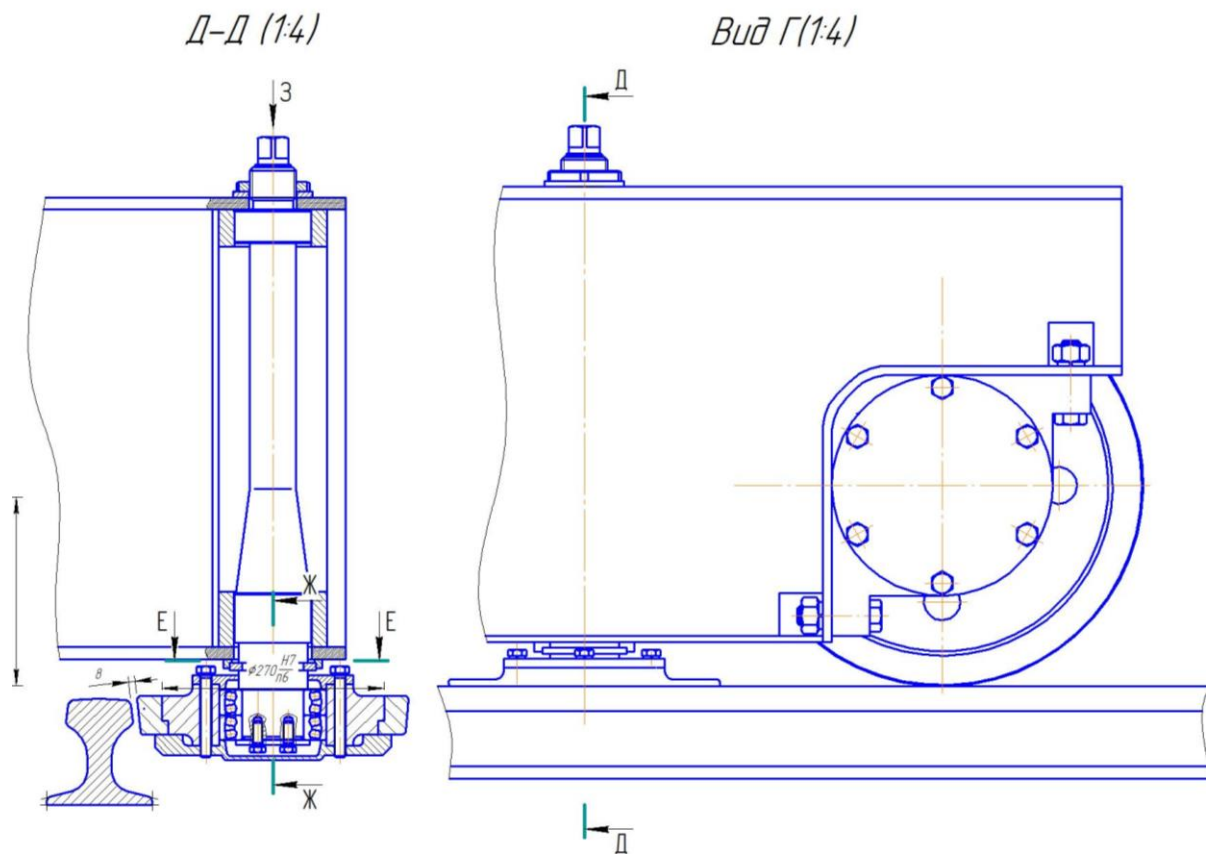


Рис. 5.4. Направляючий ролик

ВИСНОВКИ ПО ПЯТОМУ РОЗДІЛУ

1. Спроектований склад тарно-штучних вантажів для зберігання пакетів вантажів вагою 4 т., який містить 288 комірок стелажів, один модернізований мостовий кран-штабелер вантажопідйомністю 4,5 тон та навантажувачі вантажопідйомністю 4 т.

2. Модернізації в мостовому крані-штабелері підданий механізм переміщення крану, в якому застосовані безребордні колеса з направляючими роликами, поверхня яких, для підвищення зносостійкості, піддана комбінованому методу обробки – поверхнево-пластичній обробці та електроіскровому легуванню. В результаті цього можна забезпечити підвищення зносостійкості коліс та роликів в 2 рази.

РОЗДІЛ 6. РОЗРОБЛЕННЯ СТАРТАП-ПРОЕКТУ

Зміст ідеї	Напрямки застосування	Вигоди для користувача
Виготовлення коліс для кранів, підйомників, автотранспорту, тощо, із їх подальшим зміцненням та відновлення уже існуючих коліс.	Залізничні склади	Високий рівень товару та його довговічність
	Склади державних підприємств	Високий рівень товару та його довговічність
	Склади приватних підприємств	Високий рівень товару та його довговічність
Даний стартап відрізняється від існуючих аналогів своєю довговічністю у використанні, тому що після виготовлення колеса його зміцнюють одним із запропонованих методів (поверхнево пластичним деформуванням, електроіскровим легуванням, методом наплавлення тонких плівок, тощо.)		

Таблиця 5.1. Опис ідеї стартап-проекту

Таблиця 5.2. Визначення сильних, слабких та нейтральних характеристик ідеї проекту

№ п/п	Техніко-економічні характеристики ідеї	(потенційні) товари/концепції конкурентів				W (слабка сторона)	N (нейтральна сторона)	S (сильна сторона)
		Мій проект	Промтех Плюс	Волинь Пром	UVK Invest			
1.	Економічні	Більш дешеві матеріали	Більш дорогі матеріали	Більш дорогі матеріали	Більш дорогі матеріали			+
2.	Технічні	Нове обладнання, кваліфікований персонал	Новітніше обладнання	Новітніше обладнання	Новітніше обладнання		+	

3.	Надійності	Частіше потреб. обслуговування	Окремий ремонтний цех	Окремий ремонтний цех	Окремий ремонтний цех	+		
4.	Естетичні	Єдиний стиль товарного вигляду	Єдиний стиль, Гармонічна форма	Відсутній корпоративний стиль	Відсутність стилю		+	
5.	Безпека	Дотримання усіх норм безпеки при роботі	Дотримання усіх норм безпеки при роботі	Дотримання усіх норм безпеки при роботі	Дотримання усіх норм безпеки при роботі		+	

Таблиця 5.3. Попередня характеристика потенційного ринку стартап-проекту

№ п/п	Показники стану ринку (найменування)	Характеристика
1	Кількість головних гравців, од	4
2	Загальний обсяг продаж, грн/ум.од	-
3	Динаміка ринку (якісна оцінка)	Зростає
4	Наявність обмежень для входу (вказати характер обмежень)	недостатній стартовий капітал
5	Специфічні вимоги до стандартизації та сертифікації	Усі деталі повинні бути виготовлені згідно ДСТУ (ГОСТ)
6	Середня норма рентабельності в галузі (або по ринку), %	-

Дивлячись на результати, що наведені у таблиці 4, можна зробити висновок, що ринок є привабливим для входження, хоча і існують певні ризики.

Таблиця 5.4. Характеристика потенційних клієнтів стартап-проекту

№ п/п	Потреба, що формує	Цільова аудиторія (цільові)	Відмінності у поведінці різних	Вимоги споживачів до товару
-------	--------------------	-----------------------------	--------------------------------	-----------------------------

	ринок	сегменти ринку)	потенційних цільових груп клієнтів	
	Забезп. клієнтів якісними товарами та послугами	Склади, заводи – виробники, приватні підприємства	Клієнти будуть вимагати дотримання усіх норм та ДСТУ(ГОСТ) під час виготовлення та зміцнення коліс.	<ul style="list-style-type: none"> - приємлива ціна - точність при виготовленні - довговічність - ремонтпридатність - гарантійна підтримка

Таблиця 5.5. Фактори загроз

№ п/п	Фактор	Зміст загрози	Можлива реакція компанії
1	Фінансова	Недостатня к-сть фінансів на старті	Пошук інвесторів, виготовлення під «реалізацію».
2	Технічна	Дотримання великої точності при виготовленні коліс; дуже ретельний процес їх зміцнення	Підбір максимально кваліфікованого персоналу, контроль якості кожної одиниці товару чи послуги.
3	Конкуренція	Частина ринку зайнята більш досвідченими та відомими компаніями	Зменшення ціни на товар та послуги, реклама.

Таблиця 5.6. Фактори можливостей

№ п/п	Фактор	Зміст можливості	Можлива реакція компанії
1.	Інвестори	«Вливання»	Залучення інвесторів

		капіталу до компанії для покращення її роботи та рекламної кампанії	шляхом презентації можливостей компанії.
2.	Розширення ринку збуту	Збільшення к-сті клієнтів, продукції та послуг до міжнародного рівня.	Реклама на радіо та в інтернеті.
3.	Цінова політика	Виготовлення товару та послуг із мінімальною «націнкою» для нових клієнтів.	Аналіз цінового ринку та вибір оптимальної ціни.

Таблиця 5.7. Ступеневий аналіз конкуренції на ринку

Особливості конкурентного середовища	В чому проявляється дана характеристика	Вплив на діяльність підприємства (можливі дії компанії, щоб бути конкурентоспроможною)
1. Чиста конкуренція	На даному ринку немає монополіста	Вибір своєї ніші
2. За рівнем конкурентної боротьби - національна	Усі компанії намагаються вийти на національний рівень	Рекламна компанія
3. За галузевою ознакою внутрішньогалузева	внутрішньогалузева	Рекламна компанія, спрямована на приватних підприємців, власників складів, тощо.
4. Конкуренція за видами товарів: - товарно-родова та товарно-видова	Кожна компанія намагається розширити асортимент продукції та послуг	Розширення к-сті товару та послуг

5. За характером конкурентних переваг - цінова та нецінова	Відповідність критерію «ціна – якість»	Встановлення ціни максимально приємливої для споживача без втрати якості.
6. За інтенсивністю - не марочна	Не марочна	Створення своєї марки

Таблиця 5.8. Аналіз конкуренції в галузі за М. Портером

	Прямі конкуренти в галузі	Потенційні конкуренти	Постачальники	Клієнти	Товари-замінники
Складові аналізу	1.Промтех Плюс, 2.Волинь Пром, 3.UVK Invest	1.Стартовий капітал 2.Технічна база 3. Кваліфікований персонал	1.Ціна на сировину 2.Наявність сировини 3.Якість сировини	1.Платежоспособність 2.Об'єм продукції	Інші методи зміцнення коліс
Висновки	Всі конкуренти і проекти знаходяться в процесі розробки та дослідження	- чи є можливість і входу в ринок? - так - чи є потенційні конкуренти? – так Строки виходу їх на ринок? – невідомо	Ніша на ринку вільна	Клієнти диктують умови роботи на ринку.	Покупці звикли до старих технологій

Дивлячись на результати, що наведені у таблиці 5.8, можна зробити висновок, що конкурентна ситуація на ринку не дуже висока і можна конкурувати з іншими подібними компаніями. Для цього необхідно щоб даний стартап мав такі сильні сторони, як: низька ціна на продукцію, при цьому висока якість, гарантію на продукцію та послуги, тощо.

Таблиця 5.9. Обґрунтування факторів конкурентоспроможності

№ п/п	Фактор конкурентоспроможності	Обґрунтування (наведення чинників, що роблять фактор для порівняння конкурентних проектів значущим)
1	Ціна-якість	Можливість купівлі малими підприємцями
2	Швидкість	Максимально швидке виготовлення товару чи надання послуги клієнту, щоб показати високий рівень ставлення до кожного клієнта
3	Надійність	Довговічність роботи коліс і можливо довший час роботи ніж у конкурентів.

Таблиця 5.10. Порівняльний аналіз сильних та слабких сторін «назва проекту»

№ п/п	Фактор конкурентоспроможності	Бали 1-20	Рейтинг товарів-конкурентів у порівнянні з ... (назва підприємства)						
			-3	-2	-1	0	+1	+2	+3
1	Низька вартість	17		+					
2	Багатофункціональність, універсальність	15					+		
3	Модульність конструкції	19				+			

Таблиця 5.11. **SWOT**- аналіз стартап-проекту

Сильні сторони:	Слабкі сторони:
1. Відповідність критерію «ціна-якість» 2. Висококваліфікований персонал 3. Гнучкий підхід до кожного клієнта 4. Висока надійність продукції	1. Дещо менший «авторитет» компанії у порівнянні з існуючими 2. Дещо менша швидкість виготовлення продукції 3. Менша к-сть фінансів
Можливості:	Загрози:

1. Вихід на національний ринок 2. Розширення асортименту товарів та послуг 3. Залучення інвесторів	1. Загострення конкуренції 2. Зниження доходів потенційних клієнтів 3. Здорожчання сировини
--	---

Таблиця 5.12. Альтернативи ринкового впровадження стартап-проекту

№ п/п	Альтернатива (орієнтовний комплекс заходів) ринкової поведінки	Ймовірність отримання ресурсів	Строки реалізації
1.	Використання більш простого та дешевшого методу зміцнення коліс	Висока, за рахунок простоти методу	Мінімальні
2.	Пошук поставщика сировини із меншою вартістю	Невелика, тому що ціни встановлені більш-менш однакові	Невизначено (більш за все довгі)
3.	Об'єднання з іншою компанією	Невисока, так як дуже мало хто захоче ділитися прибутком	Невизначено (більш за все довгі)

Як видно з таблиці 13, найкращою альтернативою є №1, тому що вона вимагає найменше часу та ресурсів на використання.

Таблиця 5.13. Вибір цільових груп потенційних споживачів

№ п/п	Опис профілю цільової групи потенційних клієнтів	Готовність споживачі в сприйняти продукт	Орієнтовний попит в межах цільової групи (сегменту)	Інтенсивність конкуренції в сегменті	Простота входу у сегмент
1.	Власники складів	Частково	Середній	Невелика	Середня

2.	Заводи	Готові	Середній	Велика	Складна
3.	Приватні підприємці	Частково	Малий	Невелика	Середня
Які цільові групи обрано: Обрано дві цільові групи: власники складів та заводів, тому обрано стратегію диференційованого маркетингу.					

Таблиця 5.14. Визначення базової стратегії конкурентної поведінки

№ п/п	Чи є проект «першопрохідцем» на ринку?	Чи буде компанія шукати нових споживачів, або забирати існуючих у конкурентів?	Чи буде компанія копіювати основні характеристики товару у конкурента?	Стратегія конкурентної поведінки
	Ні	Так, буде	Так	Заняття конкурентної ніші

ЗАГАЛЬНІ ВИСНОВКИ

1. По результатам аналізу причин швидкого зношування та виходу із ладу ходових коліс крана було встановлено, що колеса найчастіше виходять з ладу через зношування реборд в результаті перекосу крана, через несинхронну роботу роздільних приводів, нерівномірного гальмування крана, дефектів виготовлення і монтажу підкранових колій та ходової частини.

2. Для підвищення довговічності роботи коліс можуть застосовуватися наступні методи їх зміцнення:

- хіміко-термічна обробка;
- іонно-плазмове термоциклічне азотування;
- наплавлення зносостійких шарів;
- поверхневе пластичне деформування;
- вібраційні методи.

3. Проведено чисельне моделювання методом скінчених елементів взаємодії колеса крана і рейки, яке виконувалося в програмному комплексі Deform 3D при симетричному та асиметричному контакті колеса та рейки. Встановлено, що при асиметричному контакті відбувається збільшення величини контактних напружень на 20%. Найбільша величина контактних напружень спостерігається в зоні контакту реборди колеса з бічною поверхнею головки рейки, де максимальна величина інтенсивності напружень досягає 1100 МПа за рахунок дії бокових сил.

4. Отримані графічні залежності впливу діаметрах коліс крана на швидкість їх зношування. Отримано залежність швидкості зношування від частоти обертів колеса.

5. Проведені експериментальні дослідження по визначенню величин зношування зразків із матеріалу Сталь 65Г, з яких виготовляють кранові колеса, поверхня яких була оброблена електроіскровим легуванням, та зразків без обробки поверхні. В результаті було встановлено підвищення зносостійкості оброблених зразків близько 50 %.

6. За рахунок застосування комбінованої технології поверхнево-пластичного деформування та електроіскрового зміцнення можна підвищити зносостійкість високовуглецевих сталей на 2,7 рази при їх пробігу 80 км під час експерименту на машині тертя. При пробігу 25 км зносостійкість легованого зразка була в 10,8 разів вища за зразок з аналогічного матеріалу без легування, при пробігу 50 км є вищою 4,6 разів.

7. Виконано проектування складу тарно-штучних вантажів із використанням модернізованого крана-штабелера із механізмом переміщення з безребордним колесом та направляючим роликом.

СПИСОК ВИКОРИСТАНИХ ДЖЕРЕЛ

1. Ковальский Б. С. О применении конических ходовых колес на мостовых кранах / Б. С. Ковальский., 1978. – 298с.
2. Ковальский Б. С. Вопросы передвижения мостовых кранов / Б. С. Ковальский. // Изд-во ВУГУ. – 1998. – с. 40-41.
3. Иванов В. Н. Исследование влияния реального пути и параметров приводных колес на движение мостового крана : автореф. дис. на здобуття наук. ступеня канд. техн. наук / Иванов В. Н. – Харьков, 1982. – 22 с.
4. Плавник Б. И. Современные конструкции порталных кранов за рубежом / Б. И. Плавник, И. С. Мазовер. // Подъемно-транспортное оборудование . — 1979. —№40 — с.40-43.
5. Андрианов Е. Н. Особенности проектирования приводов грузоподъемных машин / Е. Н. Андрианов, А. Н. Иванов, С. Н. Федотов // Вестник ИНЖЭКОНА. Сер.: Технические науки. — 2007. — № 6 (19). — с. 102-112.
6. Андрианов Е. Н. Резервы грузоподъемных машин / Е. Н. Андрианов, А. Н. Иванов, С. Н. Федотов. // Тр. Междунар. науч.-техн. конф. — 2006—№ 4 (22) . — с.98-99.
7. Парницкий А.Б., Шабашов А.П. Мостовые краны общего назначения. М.: Машгиз - 1961
8. Грузоподъемные машины М. П. Александров:-М.: 2000 – 552с.
9. Справочник по расчетам механизмов подъемно-транспортных машин: Учебник для студентов вузов / Под ред. А.В. Кузьмина. - М.: Высш. шк., 1983. - 349 с.
10. Подъемно - транспортные машины: Учебник для студентов вузов / Под ред. М.П. Александрова. - Высш. шк., 1985. - 519 с.
11. Теория, конструкция и расчет строительных и дорожных машин: Учебник для студентов вузов / Под ред. Л.А. Гоберман. - М.: Машиностр., 1980. - 407 с.

12. Самсонов С.И., Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов./ - М.: Металлургия, 1981 – 401с.
13. Ковальский Б. С. Вопросы передвижения мостовых кранов / Б. С. Ковальский — Луганск.: Восточноукраинский государственный университет, 1997.- 39с.
14. Александров М.П Грузоподъемные машины / М. П. Александров. М.: Высш. шк., 2000, - 552с.
15. Лобов Н. А. Динамика передвижения кранов по рельсовому пути / Н. А. Лобов— М.- Из-во МГТУ.,2003.- 232с.
16. Казак С. А. Динамика мостовых кранов / С. А. Казак — М.: Машиностроение., 1968. — 332с.
17. Фидровская Н. Н., Слепужников Е. Д., Чернышенко А. В., Варченко И. С. Новая конструкция ходовых колес мостовых кранов [Текст] // Современные тенденции технических наук: материалы IV Междунар. науч. конф. (г. Казань, октябрь 2015 г.). — Казань: Бук, 2015. — С. 66-70.
18. Ругаев Р.С., Прогнозирование интенсивности изнашивания кранового ходового колеса / Ругаев Р.С., Фидровская Н.Н., Ломакин А.А. 2009. – 399с.
19. Ионов Ю.К. Механизм изнашивания ходовых колёс мостовых кранов,/ М.: Машиностроение, 1953. - 307 с.
- 20.Иванов В.П., Повышение работоспособности наплавленных крановых колес Иванов В.П., Сергиенко Ю.В, Сорочан Е.Н., Таранина Е.В. 2007. – 197с.
21. Голенищев А.А., Естественные и технические науки [Текст] // Научный журнал/: - Голенищев А.В., Иванов В.А. 2015.- №3- с.21-23.
22. ГОСТ 8161-75. Рельсы железнодорожные типа Р65. Конструкция и размеры / Издательство стандартов. – М. – 1975. – 5 с.
23. Лысюк, В.С. Причины и механизм схода колеса с рельса. Проблема износа колес и рельсов / В.С. Лысюк. – М. – Транспорт. – 1997. – 188 с.
24. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. ПБ 10-382-00. – М. – ПИО ОБТ. – 2000. – 268 с.

25. .Cranes-Measurement of wheel alignment. International Standard ISO 11630:1997(E). Printed in Switzerland. ICS 53.020.20 / Lipatov A., Forsander L. – 10 р.
26. Правила устройства и безопасной эксплуатации грузоподъемных кранов. ПБ 10-14-92. – М. – НПО ОБТ. – 1993. – 239 с.
27. Барштейн, М.Ф. Исследование поперечных сил, возникающих при движении мостового крана / М.Ф. Барштейн, А.Н. Зубков. // В кн.: Динамика сооружений. – М. – 1968. – С. 4 - 31. Березин, В.Н. Состояние подкрановых рельсов / В.Н. Березин, А.С. Липатов В кн.: Повышение прочности и долговечности крановых ходовых колес. – М. – 1981. – С. 10 – 12
28. Емельянова, Г.А. О погрешности установки крановых ходовых колес [Текст] / Г.А. Емельянова // Сборник МАНЭБ. – В. Новгород. – 2011. – С. 213 - 222.
29. Липатов, А.С. О подходе к экспертизе промышленной безопасности и оценке качества кранового рельсового пути [Текст] / А.С. Липатов, Г.А. Емельянова // Ремонт восстановление модернизация. – М. – 2007. – №5. – С. 34 - 38.
30. Емельянова, Г.А. «Вписаться» в отклонения [Текст] / Г.А. Емельянова // Технадзор. – Екатеринбург. – 2013. – № 12. – С. 64 - 66.
31. Гаркунов Д. Н. Повышение износостойкости деталей конструкций самолетов / Д. Н. Гаркунов, А. А. Поляков. – М. : Машиностроение, 1973. – 200 с.
32. Рутковский А. В. Циклическая долговечность титанового сплава ВТ1-0 с покрытием, полученным методом ионно-плазменного термоциклического азотирования (ИПТА) / А. В. Рутковский, А. Ю. Кумуржи, Я. В. Можеитов. – Полтава : Збірник наукових праць (галузеве машинобудування, будівництво), 2012. – № 2 (32), Т. 1. – С. 208-213.
33. Рутковский А. В. Износостойкость стали 40Х13 после упрочнения методом термоциклического ионно-плазменного азотирования в условиях абразивного изнашивания / А. В. Рутковский, А. Ю. Кумуржи // Проблеми тертя та зношування. – 2012. – № 57. – С. 240-250.

35. Кудрин А. П. Исследование износостойкости упрочненной углеродистой стали в условиях абразивного изнашивания / А. П. Кудрин, В. Ф. Лабунец, О. А. Вишневский // Вісник НАУ. – 2003. – № 2. – С. 111-114.
36. П.С. Гура , Ионно-плазменное азотирование поверхности сталей в индукционном разряде с плоской катушкой / П.С. Гура, В.И. Сысун 2007 – 349с.
37. О.В. Григоров , Методы увеличения срока службы ходовой части механизма передвижения крана / О.В. Григоров, С.А. Губский, Коваленко Д.М., Стрижак В.В., 2012 – 273с.
38. Якимчук Г.И. Воздействие концентрированных потоков энергии на материалы: Сб. науч. тр. - М.: Наука, 1985.-248 с.
39. Григорьянц А.Г. Основы лазерной обработки материалов./ - М.: Машиностроение, 1989. - 304 с.
40. Григоров О.В , Методы увеличения срока службы ходовой части механизма передвижения крана / Григоров О.В., Губский С.А., Коваленко Д.М., Стрижак В.В., 1997 – 201 с.
41. Кожиньски А.С ,Технология алмазного выглаживания деталей с хромовыми покрытиями / Кожиньски А.С, Мечислав Ю.М., 1995 – 379с.
42. Скворцов А.И., Основы механической обработки заготовок и инструментальные материалы / Скворцов А.И. 2009 – 207с.
43. А.А. Кабатов, Анализ финишных методов обработки поверхностным пластическим деформированием/ А.А. Кабатов 2013 – 249с.
44. Hoffnau R. W. Stress Distributions and Thin Film Mechanical properties. Surface and Interface Analysis. – 1981. – V. 3. – N 1. – P. 62–66.
45. Kramer Б.М. Requirements for Wearresistant coatings .Thin Solid Films. – 108.(1983) – P.117–125.
46. Massin M. Depots superficiels et traitement thermiques combines pour obtenir une surface des phases et proprietes elevees particulieres. Proprietes tribologiques des ces phases (Proceeding of the International Congress Heat Treat Mater 2. – Florence. Italia. – 1982. – P. 437–447.

47. Верещака А. С. Режущие инструменты с износостойкими покрытиями / А. С. Верещака, И. П. Третьяков. – М. : Машиностроение, 1986. – 192 с.
48. Любченко А.Л.,Повышение износостойкости стальных поверхностей путем лазерной обработки / Любченко А.Л., Липовецкий Л.С., Глушкова Диана Борисовна 2012г – 307с.
49. Сабуров Валерий Федорович , Напряженно-деформированное состояние крановых рельсов при контакте колес мостового крана / Сабуров Валерий Федорович , Паскин Сергей Александрович 2017 – 299с.
49. Исследование абразивного износа элементов пар трения качения.Ямпольский Г.Я., Крагельский И.В. – М., “Наука”, 1973 г/
50. Маковой В.А. Повышение ресурса эксплуатации высоконагруженных колесных пар локомотивов/ Маковой В.А., Бородий Ю.П., Силич В.Н.// Технологические системы. Киев. - 2003. - №2- С. 89-94.
51. Буйносов А.П. Методы повышения ресурса колесных пар тягового подвижного состава: Монография. — М.: ГОУ «Учебно-методический центр по образованию на железнодорожном транспорте», 2010. — 224 с.
52. ГОСТ 4121—96. Рельсы крановые. Технические условия. — Взамен ГОСТ 4121—76; введ. 01.07.02. – М. – 1975. – 5 с.
53. М.П.Александров Учебник для вузов по специальности “Подъемно-транспортные машины и оборудование”/ М.П.Александров, Л.Н. Колобов и др.: - М.: Машиностроение, 1986 – 400с.
54. Парницкий А.Б Мостовые краны общего назначения/. Парницкий А.Б, Шабашов А.П. Машгиз – 196.- 334с
55. М. П. Александров, Грузоподъемные машины/ М. П. Александров ,2000 – 552с.
- 56.Бондарєв В.С. Підйомно-транспортні машини. Розрахунки підймальних і транспортувальних машин / Бондарєв В.С., Дубинець О.І., Колісник М.П. 2009. – 543с.